



**Deformace vloženého sedla výfukového
ventilu při nerovnoměrném rozložení teplot
po obvodu sedla**

Deformation embedded seat of exhaust valve at an uneven
temperature distribution along the perimeter seats

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Bc. Jan Pelda

Květen 2013



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní

Katedra vozidel a motorů

Studijní program – M2301 Strojní inženýrství
Obor – 2302T010 Konstrukce strojů a zařízení
Zaměření – Kolové dopravní a manipulační stroje

**Deformace vloženého sedla výfukového ventilu při
nerovnoměrném rozložení teplot po obvodu sedla**

Deformation embedded seat of exhaust valve at an uneven
temperature distribution along the perimeter seats

Diplomová práce

KVM – DP – 655

Bc. Jan Pelda

Vedoucí diplomové práce: Ing. Pavel Brabec, Ph.D., TU v Liberci, KVM

Konzultant diplomové práce: Ing. Aleš Dittrich, TU v Liberci, KVM

Počet stran: 64

Počet obrázků: 35

Počet příloh: 1

Počet výkresů: 0

Květen 2013

Místo pro vložení originálního zadání DP

Deformace vloženého sedla výfukového ventilu při nerovnoměrném rozložení teplot po obvodu sedla

Anotace

Diplomová práce se zabývá deformací vloženého sedla výfukového ventilu. První část práce se věnuje obecné problematice tepelného namáhání hlavy spalovacího benzínového motoru. Dále popisuje zvolené zatěžující stavy a vybírá nejméně příznivou variantu. Následuje tvorba výpočtového modelu hlavy válce, zjednodušení modelu a zadání všech okrajových podmínek. Posledním bodem diplomové práce je vyhodnocení a porovnání vypočtených výsledků pomocí metody konečných prvků s reálnými naměřenými hodnotami na sedle výfukového ventilu.

Klíčová slova: sedla ventilů, MKP, deformace

Deformation embedded seat of exhaust valve at an uneven temperature distribution along the perimeter seats

Annotation

This thesis deals with the deformation of the loaded exhaust valve seat. The first part deals with general problems of thermal stress head combustion gasoline engine. It also describes selected burdensome conditions and selects the worst option. Afterwards the creation of the computational model cylinder head, simplifying the model and entering all the boundary conditions follow. The last point of the thesis is to evaluate and compare the calculated results using the finite elements method with real measured values at the exhaust valve seat.

Key words: seats valves, FEM, deformation

Desetinné třídění:

Zpracovatel:

TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

Dokončeno :

2013

Archivní označení zprávy:

Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V dne

.....

podpis

Poděkování

Na tomto místě bych chtěl poděkovat mému vedoucímu diplomové práce Ing. Pavlu Brabcovi, Ph.D., za odborné vedení a příjemnou spolupráci během celé práce. Dále bych chtěl poděkovat konzultantovi diplomové práce Ing. Aleši Dittrichovi za poskytnuté cenné rady a informace. Také bych chtěl poděkovat Katedře vozidel a motorů za poskytnutí výpočetní techniky s potřebným softwarem.

Seznam symbolů a jednotek

\dot{q}	tepelný tok	[Wm ⁻²]
λ	součinitel tepelné vodivosti	[Wm ⁻¹ K ⁻¹]
x	šířka stěny	[m]
T_1	teplota na jedné straně stěny	[K]
T_2	teplota na druhé straně stěny	[K]
α	součinitel přestupu tepla	[Wm ⁻² K ⁻¹]
σ	Stefanova-Boltzmannova konstanta	[Wm ⁻² K ⁻⁴]
ε_1	emisivita (0 až 1)	[-]
Q_p	teplo z paliva	[J]
Q_{ns}	teplo nespáleného paliva	[J]
Q_{chl}	teplo odvedené chlazením	[J]
Q_{ost}	teplo ostatní	[J]
Q_v	teplo ve výfukových plynech	[J]
Q_e	teplo efektivně využitě	[J]
Q_H	teplo přestupující do stěny	[J]
S	teplosměnná plocha	[m ²]
$\Delta\tau$	doba trvání pracovního oběhu	[s]
C_s	střední pístová rychlost	[ms ⁻¹]
p	tlak náplně válce	[bar]
T	teplota náplně válce	[K]
d	vrtání válce	[m]
p	tlak při spalování	[MPa]
p_0	tlak ve válci protáčeného motoru	[MPa]
C_1	konstanta zahrnující poměr v sacím zdvihu	[-]
C_2	konstanta zahrnující vliv spalovacího procesu	[-]
V_z	zdvihový objem	[m ³]
Π	celková potenciální energie	[J]
W	energie napjatosti tělesa	[J]
P	potenciál vnějšího zatížení	[J]
u	posuv v ose x	[mm]
v	posuv v ose y	[mm]
w	posuv v ose z	[mm]

ε_x	přetvoření v ose x	[mm]
ε_y	přetvoření v ose y	[mm]
ε_z	přetvoření v ose z	[mm]
γ_{xy}	natočení kolem osy z	[°]
γ_{yz}	natočení kolem osy x	[°]
γ_{zx}	natočení kolem osy y	[°]
σ_x	normálové napětí v ose x	[Pa]
σ_y	normálové napětí v ose y	[Pa]
σ_z	normálové napětí v ose z	[Pa]
τ_{xy}	smykové napětí v rovině xy	[Pa]
τ_{yz}	smykové napětí v rovině yz	[Pa]
τ_{zx}	smykové napětí v rovině zx	[Pa]
n	otáčky motoru	[min ⁻¹]
z	zdvih pístu motoru	[m]

VOCH Vnější otáčková charakteristika motoru

KVM Katedra vozidel a motorů

Obsah

ÚVOD.....	11
1 MECHANICKÉ A TEPELNÉ ZATÍŽENÍ HLAVY MOTORU	13
1.1 Mechanické zatížení	13
1.1.1 Statické zatížení	13
1.1.2 Dynamické zatížení	14
1.2 Tepelné zatížení	16
1.2.1 Přenos tepla	16
1.2.1.1 Sdílení tepla vedením (kondukce).....	16
1.2.1.2 Sdílení tepla prouděním (konvekce)	17
1.2.1.3 Sdílení tepla sáláním (radiace)	18
1.2.1.4 Celkový tepelný přenos.....	19
1.3 Tepelná bilance spalovacího motoru	20
1.4 Metody zjištění teplot	21
1.4.1 Metoda měření	22
1.4.2 Metoda výpočtem	23
2 SEDLA VENTILŮ	26
3 ZKOUMANÝ MOTOR	28
3.1 Měření na motoru.....	29
3.1.1 Režimy motoru při měření teplot vložených ventilových sedel	30
4 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ	33
4.1 Princip MKP	33
4.2 Postup řešení problému	35
4.2.1 Základní veličiny obecné pružnosti.....	36
5 TVORBA 3D MODELŮ	37
5.1 Model hlavy motoru.....	37
5.1.1 Zjednodušení modelu hlavy.....	38
5.2 Modely vložených sedel.....	39
5.3 Sestava.....	40
6 TVORBA MKP MODELU	41
6.1 Tvorba sítě	41
7 TEPELNÁ ANALÝZA	43
7.1 Okrajové podmínky	43

7.1.1	Materiál hlavy a sedel.....	43
7.1.2	Teploty a součinitelé přestupu tepla	44
7.1.2.1	Zadávané teploty	45
7.1.2.2	Zadávané součinitelé přestupu tepla	46
7.2	Výsledky tepelné analýzy.....	50
7.2.1	Porovnání naměřených a vypočtených výsledků.....	51
8	MECHANICKÁ ANALÝZA.....	53
8.1	Okrajové podmínky	53
8.1.1	Teplotní zatížení	53
8.1.2	Geometrické okrajové podmínky	53
8.2	Výsledky mechanické analýzy	54
8.2.1	Redukované napětí	54
8.2.2	Deformace výfukového sedla	56
	ZÁVĚR	59
	Seznam použité literatury.....	61

ÚVOD

Hlava zážehového motoru, ve které jsou zalisovány sedla sacího a výfukového ventilu, je jedna z nejsložitějších součástí samotného motoru. Jsou v ní uloženy sací a výfukové kanály, zapalovací svíčka, části rozvodového mechanismu a kanály pro chlazení a mazání. Velkou měrou se na výsledné podobě této součásti podílí také její zatížení, které bývá jak tepelné, tak mechanické. Největší vliv na deformace vložených sedel výfukových ventilů má rozložení teplot v hlavě válce. Tyto teploty jsou ovlivněny mnoha faktory, zejména teplotou a prouděním chladicí kapaliny, zatížením a otáčkami motoru, které ovlivňují spalovací proces a teploty výfukových plynů (tyto faktory se v běžném režimu motoru stále mění, proto i tepelné zatížení sedel ventilů je různé). Neméně se na tom také podílí použitý materiál. Dříve byly hlavy válců vyráběny převážně z ocelové litiny, dnes se používají hliníkové slitiny, které mají lepší tepelnou vodivost a nižší hmotnost.

Na moderní motory jsou kladeny stále větší nároky z důvodu snižování spotřeby paliva a vyprodukovaných emisí. Tímto jsou konstruktéři nuceni snižovat objemy motorů a zvyšovat účinnost spalovacích motorů. Účinnost se zvýší při snižování mechanických ztrát a zlepšení průběhu spalování (zvýšení tlaků a teplot ve spalovacím prostoru - přeplňování turbodmychadlem, přímý vstřik benzínu). Na druhou stranu jsou limitováni technologickými možnostmi a cenou. Všechny tyto vlivy musí zohlednit při návrhu budoucího motoru. V dnešní době je jedním z nejpoužívanějších nástrojů při konstrukci takto složitých součástí metoda konečných prvků. Tato metoda umožňuje simulovat veškeré mechanické a fyzikální jevy (napětí, deformace, teplotní zatížení, proudění kapalin a plynů atd.). Díky této metodě není potřeba vyrábět tolik prototypů pro testování a měření, tím se ušetří spousta času a především finančních prostředků.

V první části této diplomové práce je teoreticky rozebráno mechanické a tepelné zatížení hlavy válce motoru. Větší část je věnována tepelnému zatížení, přesněji přestupu tepla mezi spalovacím prostorem a jeho okolí a tepelné bilanci spalovacího motoru. Další část je zaměřena na měření teplot na sedlech ventilů, výfukových plynů a chladicí kapaliny. Tyto naměřené hodnoty slouží pro verifikaci výpočtového modelu. Dále je popsán výpočet MKP, ten se skládá z tvorby modelu hlavy motoru a vložených sedel ventilů v CAD programech, tvorby sítě,

zjištění a zadání okrajových podmínek. Samotný výpočet je rozdělen na dvě části. V první části (nazvané tepelná analýza) je vypočítáno rozložení teplot v celé hlavě válců. Ve druhé části s názvem mechanická analýza jsou vypočítána napětí a deformace v hlavě válců, především pak na sedlech ventilů. V závěru práce jsou zobrazeny výsledky výpočtů a porovnány s naměřenými hodnotami.

1 MECHANICKÉ A TEPELNÉ ZATÍŽENÍ HLAVY MOTORU

Při návrhu jednotlivých součástí motoru je velmi důležité zjistit skutečné namáhání spalovacího motoru. Výpočet napětí je nezbytný předpoklad pro určení rozměrů, materiálu, z kterého budou jednotlivé díly vyrobeny, a také jaký bude zvolen technologický postup. V dnešní době je napěťová analýza důležitá především kvůli úspoře času a také finančních prostředků při vývoji moderních spalovacích motorů. Dále také pomáhá určit výslednou spolehlivost a životnost výrobku.

Napěťovou analýzu můžeme rozdělit podle druhu zatížení, které na danou součást působí. Tato zatížení mohou být mechanická a tepelná. ^[1]

1.1 Mechanické zatížení

Mechanické zatížení můžeme rozdělit na statické a dynamické.

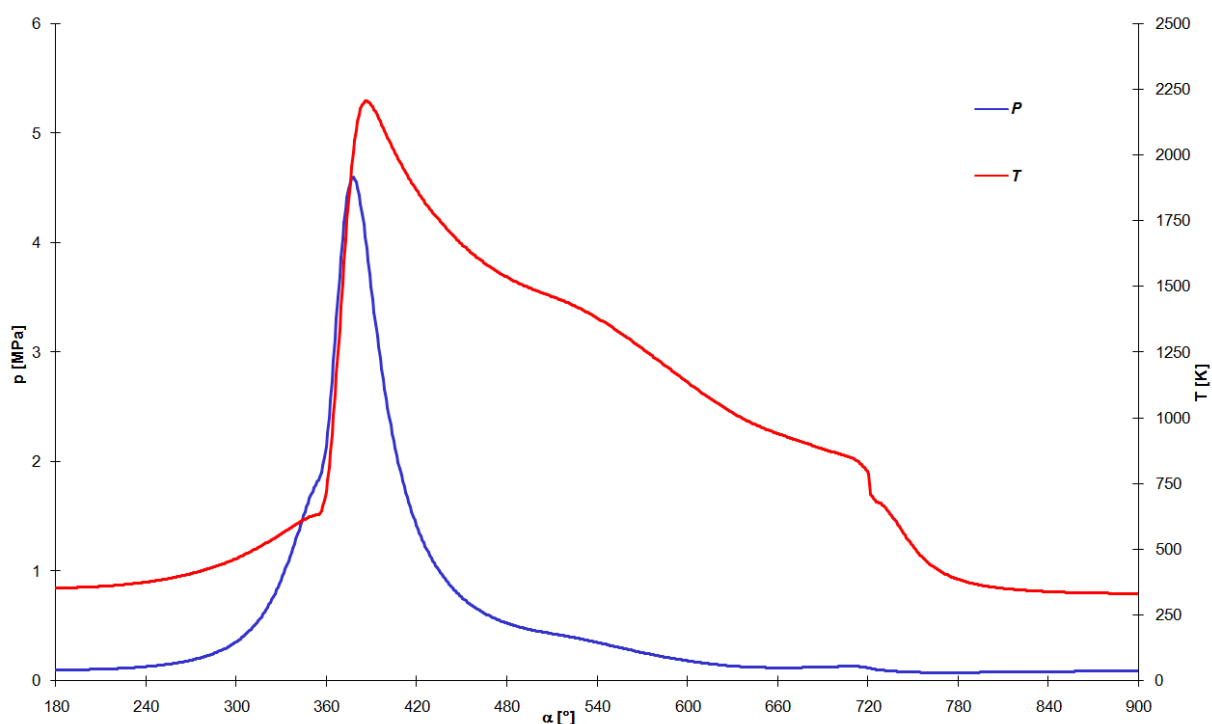
1.1.1 Statické zatížení

Statická zatížení hlavy válců spalovacího motoru jsou dvojího typu. Rozdělují se na zatížení vzniklá při výrobě a zatížení vzniklá při montáži. Zatížení vzniklá při výrobě jsou zbytková napětí, která zůstala v součásti po různých technologických operacích a úpravách, např. obrábění, svařování, odlévání, kalení atd. Zatížení zapříčiněná montáží vznikají při zalisování sedel ventilů a vodítek ventilů, dále se projevuje napětí vycházející z předpětí šroubů, kterými je hlava válců motoru připevněna k bloku motoru. Největší vliv ze skupiny statického zatížení na výsledné mechanické napětí v součásti má právě zatížení způsobené předpětím šroubů. Toto předpětí musí být tak velké, aby za žádného provozního stavu motoru nedošlo k netěsnostem mezi blokem a hlavou válců motoru. Kdyby došlo k netěsnostem, znamenalo by to výrazný pokles tlaku uvnitř spalovacího prostoru a to by se promítlo do špatného běhu motoru. Také by z motoru mohli začít unikat kapaliny.

Stanovení těchto zatížení je náročné a ne vždy dosažitelné, především proto, že se během provozu motoru mění otáčky, teploty, tlaky ve spalovacím prostoru, zatížení a ostatní závislé parametry.

1.1.2 Dynamické zatížení

Dynamické zatížení je především od působení tlaků plynů ve spalovacím prostoru motoru. Ten vzniká kompresí plynu při pohybu pístu do horní úvratí, ale mnohem větší vliv má expanze plynu při samotném spalování směsi. Jelikož tento tlak působí stejnou silou ve všech směrech, působí na všechny součásti kolem spalovacího prostoru. Průběh tlaku plynů ve spalovacím prostoru v závislosti na natočení klikové hřídele je znázorněn na obr. 1 (modrá křivka)



Obr. 1: Průběh tlaku a teploty ve válci motoru [7]

Určující hodnotou pro navrhování součástí je síla od maximálního tlaku plynů ve spalovacím prostoru. Pokud uvažujeme pouze tuto maximální sílu, můžeme tento typ namáhání nazvat jako kvazi-statický. Toto zjednodušení by nebylo možné použít, pokud by síly od tlaku plynu působily na stejné frekvenci jako vlastní harmonické frekvence součástí, tudíž by nastal rezonanční stav a výsledné síly by mohly poškodit součást. Z tohoto důvodu se musí při návrhu a konstrukci součástí spalovacího motoru dbát na to, aby jejich vlastní frekvence nebyly v pásmu frekvencí, které jsou běžné při provozu vozidla.

Mezi dynamické zatížení jsou započítány i síly vzniklé od rozvodového mechanismu, popřípadě vstřikovacích trysek. Toto zatížení vzniká při dosedání ventilů na sedla ventilů nebo při uzavření vstřikovací trysky.

1.2 Tepelné zatížení

Tepelné zatížení v motoru vzniká především v místech kolem spalovacího prostoru, kde je hlava, válec, píst, ventily a sedla ventilů přímo v kontaktu s hořící směsí paliva a vzduchu. Další tepelné zatížení je od proudění chladícího média, výfukových plynů, nasávaného vzduchu, mazacího oleje atd. V hlavě válců motoru působí všechna tato tepelná zatížení. Rozdílná teplota proudících medií způsobuje pnutí materiálu a vznik napětí, proto je nutné jej při konstrukci a optimalizaci hlavy určit. Na Obr. 1 lze vidět průběh teplot ve spalovacím prostoru v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele.

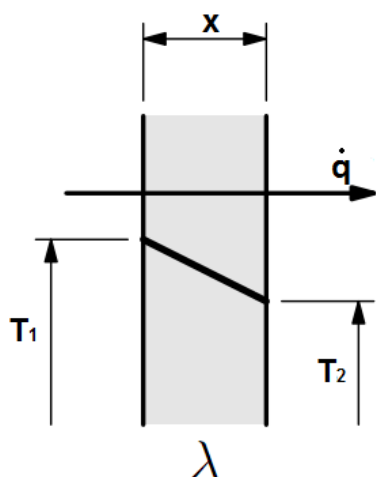
Pokud se zatížení motoru nemění, je rozložení teplotních polí v součásti konstantní. Proto lze považovat tepelné zatížení za kvazi-statické namáhání. Poté lze vypočítat hodnotu středního napětí.

1.2.1 Přenos tepla

Přenos tepla uvnitř a kolem motoru, jakožto i v kterémkoli jiném hmotném prostředí, se může uskutečňovat třemi způsoby: sdílením tepla vedením, prouděním a sáláním.

1.2.1.1 Sdílení tepla vedením (kondukce)

Při vedení tepla částice látky v oblasti s vyšší teplotou předávají část své střední kinetické energie prostřednictvím vzájemných srážek částicím v místech s nižší teplotou, tj. mající nižší střední kinetickou energii. Při tomto procesu se však částice nepřemísťují, ale kmitají kolem svých rovnovážných poloh. S šířením tepla prostřednictvím vedení se nejčastěji setkáme v pevných látkách, jejichž různé části mají rozdílné teploty. Teplo se může šířit vedením i v kapalinách a plynech, zde se především uplatňuje přenos tepla prouděním.^[2]



tepelný tok při vedení stěnou:

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \frac{dT}{dx} = \frac{\lambda}{x} \cdot (T_1 - T_2) \quad [Wm^{-2}]$$

– Fourierův zákon

λ ... součinitel tepelné vodivosti $[Wm^{-1}K^{-1}]$

x ... šířka stěny $[m]$

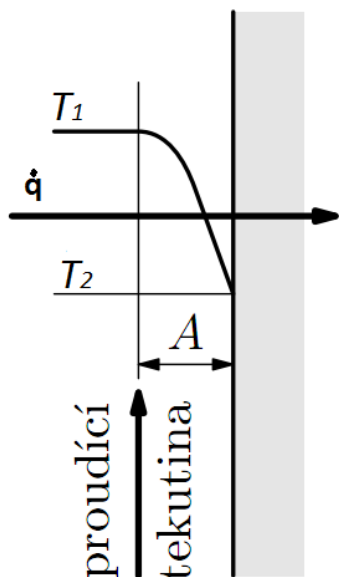
T_1 ... teplota na jedné straně stěny $[K]$

T_2 ... teplota na druhé straně stěny $[K]$

Obr. 2: Vedení tepla rovinou stěnou [4]

1.2.1.2 Sdílení tepla prouděním (konvekce)

K přenosu tepla prouděním dochází nejčastěji při kontaktu kapaliny nebo plynu s pevnou stěnou o jiné teplotě. Při tom dochází k ohřívání či ochlazování tenké vrstvy tekutiny v blízkosti stěny. Vzniklý rozdíl teplot (změna hustoty) má za následek přirozené proudění. Proudění může být také nucené, kdy tekutinu uvádíme do pohybu jiným zařízením, např. ventilátor, čerpadlo. [2]



tepelný tok při proudění:

$$\dot{q} = \alpha \cdot (T_1 - T_2) \quad [Wm^{-2}] \text{ - Newtonův zákon}$$

α ...součinitel přestupu tepla $[Wm^{-2}K^{-1}]$

T_1 ... teplota okolí $[K]$

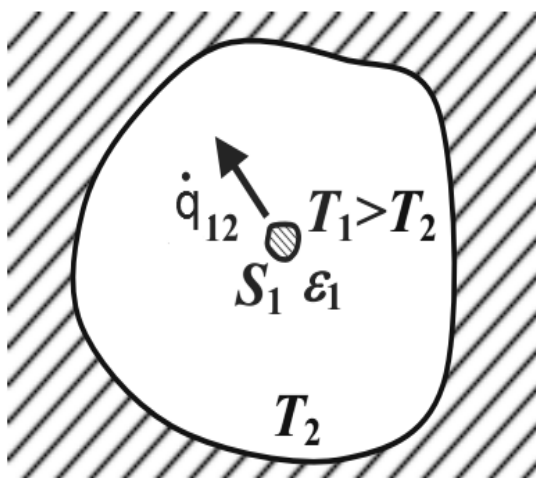
T_2 ...teplota stěny $[K]$

A ...mezní teplotní vrstva

Obr. 3: Přestup tepla z tekutiny do rovinné stěny [4]

1.2.1.3 Sdílení tepla sáláním (radiace)

Sálání souvisí se změnami vnitřní energie tělesa a následně těleso vydává záření. Toto záření je pak vysíláno ve formě elektromagnetických vln do prostoru, který těleso obklopuje. Na rozdíl od sdílení tepla vedením nebo prouděním se prostřednictvím záření může teplo přenášet i ve vakuu. Dopadne-li záření na jakékoliv jiné těleso a dojde-li k pohlcení tohoto záření, zvýší se vnitřní energie tohoto tělesa. Souhrnně se vzájemné sálání a pohlcování při dvou nebo i více tělesech s různými teplotami nazývá sdílení tepla sáláním. Množství energie, která je sáláním vyzařována, závisí na několika faktorech: teplotě tělesa, barvě povrchu, obsahu a struktuře povrchu. Teoreticky lze říci, že největší množství tepla je vyzařováno (pohlcováno) černými tělesy (emisivita $\varepsilon = 1$). Naopak nejmenší množství tepla je vyzařováno (pohlcováno) bílými, nebo stříbrnými tělesy (emisivita blíží se 0).^[2]



tepelný tok při sálání:

$$\dot{q}_{12} = \sigma \cdot \varepsilon_1 \cdot (T_1^4 - T_2^4) [W \cdot m^{-2}]$$

-Stefanův-Boltzmannův zákon

$$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}] \dots$$

Stefanova-Boltzmannova konstanta

ε_1 ...emisivita (0 až 1) [-]

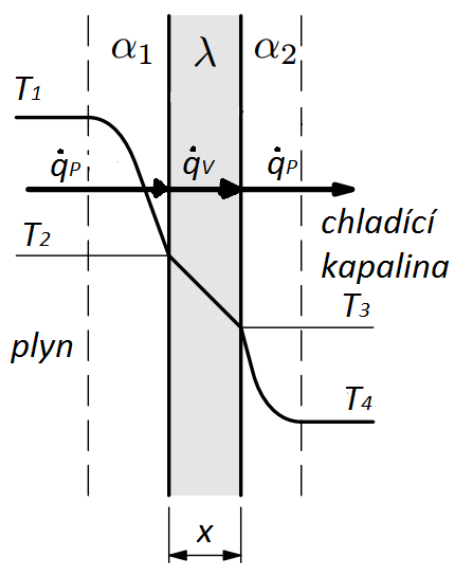
T_1 ... teplota malého tělesa [K]

T_2 ...teplota okolního povrchu [K]

Obr. 4: Sálání mezi dvěma tělesy o různé teplotě [4]

1.2.1.4 Celkový tepelný přenos

V reálném prostředí, kterým je i spalovací motor, působí více typů přenosu tepla. Na Obr. 5 je schematicky znázorněn celkový prostup tepla stěnou válce (hlavou motoru). Tepelný tok do stěny má obecně konvekční a radiační složku. U vznětových motorů se s radiační složkou nemusí počítat, protože má zanedbatelný vliv. Dále teplo postupuje kondukcí stěnou a nakonec konvekcí předá teplo chladicí kapalině. [2]



tepelný tok při proudění z plynu do stěny:

$$\dot{q}_1 = \dot{q}_P = \alpha_1 \cdot (T_1 - T_2) [W \cdot m^{-2}]$$

tepelný tok při vedení stěnou:

$$\dot{q}_2 = \dot{q}_V = \frac{\lambda}{x} \cdot (T_2 - T_3) [W \cdot m^{-2}]$$

tepelný tok při proudění ze stěny do chladící kapaliny:

$$\dot{q}_3 = \dot{q}_P = \alpha_2 \cdot (T_3 - T_4) [W \cdot m^{-2}]$$

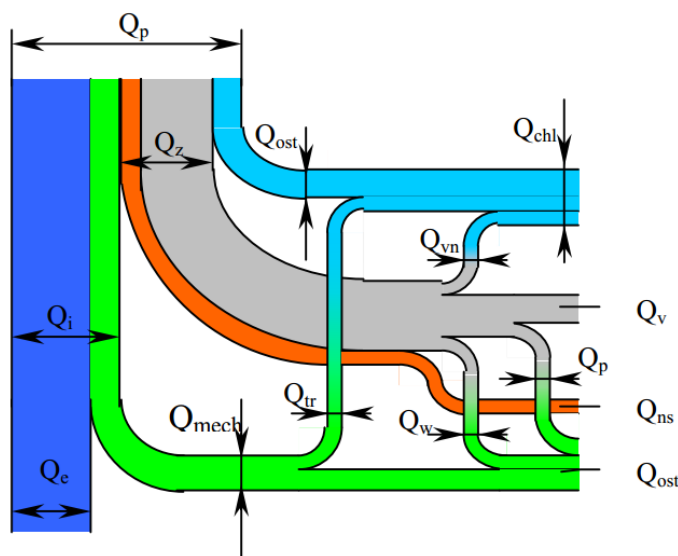
celkový tepelný tok:

$$\dot{q}_c = \dot{q}_1 + \dot{q}_2 + \dot{q}_3 = \frac{T_1 - T_4}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{x}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} [W \cdot m^{-2}]$$

Obr. 5: Celkový prostup tepla stěnou válce [4]

1.3 Tepelná bilance spalovacího motoru

Chemická energie, která vstupuje do spalovacího motoru ve formě paliva, se v motoru transformuje na mechanickou energii. Tento proces se neobejde beze ztrát. Při vývoji motoru je snaha maximalizovat celkovou účinnost přeměny energie, což lze realizovat jen při znalosti toků energií motorem a jednotlivých druhů ztrát. Na Obr. 6 je znázorněna energetická bilance motoru. ^[3]



Obr. 6: Schéma vnitřní energetické bilance motoru [3]

Při spalování se přemění chemická energie v palivu na teplo Q_p . Jelikož v motoru nelze dosáhnout dokonalého spalování, tak se část nespálené směsi odvede se spalinami do výfuku Q_{ns} (označeno oranžovou barvou). Zbytkové teplo ve výfukových plynech (šedá barva) je odvedeno výfukem ven Q_v , z části přestoupí přes píst, stěny válce a hlavou motoru do chladicí kapaliny Q_{vn} a zbylá část tepla uniká kondukcí, konvekcí a radiací z bloku motoru a dalších částí. Další část užitečné energie se zmaří při tření na pístu, ložiskách, rozvodovém ustroji atd. (Q_{tr}) a odchází z motoru také v podobě tepla. Část energie Q_p je spotřebována na pohon kompresoru, čerpadla, alternátoru a jiných pomocných zařízení Q_{mech} (zelená barva). Celkové teplo odvedené chlazením Q_{chl} je označeno v obrázku modrou barvou. Všechny ostatní tepelné ztráty (kinetická energie výfukových plynů Q_w) jsou zahrnuty do Q_{ost} . Efektivně využitá energie Q_e je označena modře. Ve skutečnosti jsou tyto přeměny komplikované a jsou závislé

na hodně parametrech, především na konstrukci, typu motoru a jeho provozním režimu.

Rovnice energetické rovnováhy je:

$$Q_p = Q_{ns} + Q_{chl} + Q_{ost} + Q_v + Q_e$$

V Tab. 1 je porovnána tepelná bilance zážehového a vznětového motoru při maximálním výkonu. Procenta nejsou přesně daná, ale pohybují se v určitém rozmezí (+/- 3%), záleží na typu motoru. Dnes se některé moderní vznětové motory dostaly s hranicí využitelné energie z paliva mírně přes 50%.^[3]

Tab. 1: Tepelná bilance zážehového a vznětového motoru [3]

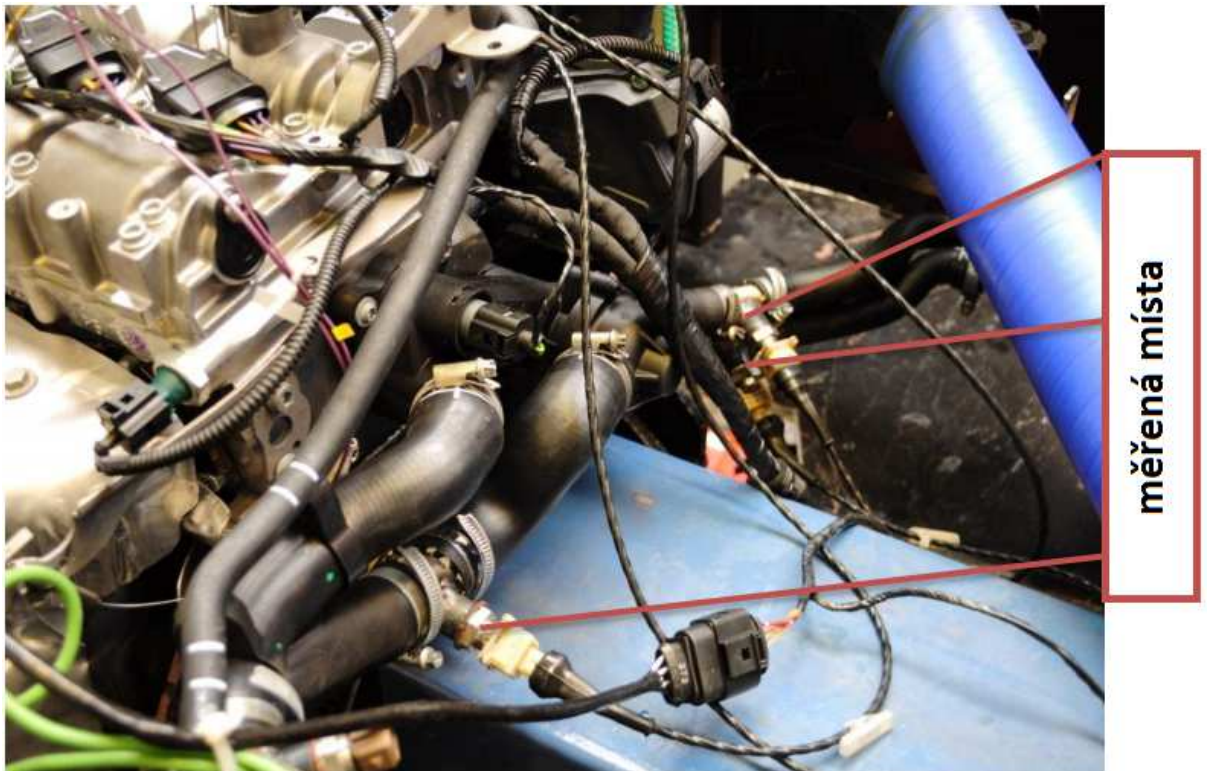
Dílčí tepla		Zážehový motor		Vznětový motor	
Teplo ekvivalentní vykonané práci		32%		45%	
Teplo odvedené chlazením	při hoření	6%	28%	9%	25%
	při expanzi	7%		7%	
	při výfuku	15%		9%	
Teplo odvedné výfukvými plyny a zářením		40%		30%	
Celkem		100%		100%	

1.4 Metody zjištění teplot

K zjištění teploty v námi určeném místě můžeme dojít dvěma způsoby. Buďto měřením na reálné součásti, nebo výpočtem pomocí specializovaných softwarů. Pokud je součást jednoduchého tvaru, tak lze i výpočet provést bez použití výpočetní techniky. U složitých tvarů, jakou bezesporu hlava motoru je, se dnes výhradně používají výkonné počítačové sestavy se specializovaným softwarem. Pro kontrolu a ověření správnosti vypočtených hodnot teplot se stále využívá měření přímo na reálné součásti.

1.4.1 Metoda měření

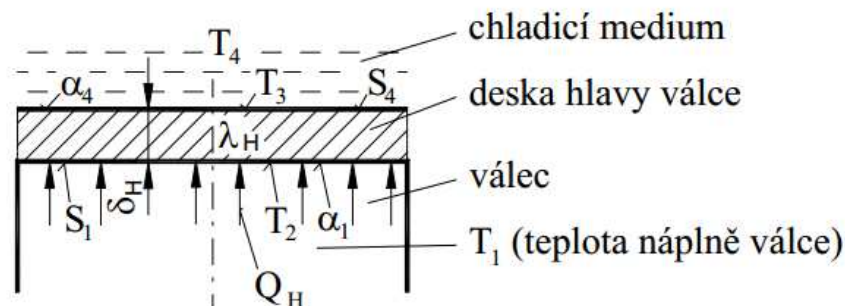
K měření teplot na spalovacím motoru se nejčastěji používá termočlánek, konkrétně typu E. Tento typ termočlátku může pracovat v rozsahu teplot -200 až $+950^{\circ}\text{C}$, proto pro většinu měřicích míst na motoru plně dostačuje. Teploty přesahující 1000°C jsou pouze ve spalovacím prostoru. K tomuto měření lze například použít termočlánek typu G, který má rozsah teplot od 0 až $+2300^{\circ}\text{C}$. Termočlánek je složen ze dvou kovů, u typu E to je chrom a konstantan. Mají-li kovy různou teplotu, vzniká mezi nimi elektrický potenciál, který je zdrojem proudu. Citlivost termočládků se pohybuje v řádech desítek mikrovoltů na $^{\circ}\text{C}$. Na Obr. 7, lze vidět rozmístění a připevnění termočládků na měření teploty chladicí kapaliny ve třech různých místech.



Obr. 7: Umístění termočládků na měření teplot chladicí kapaliny [10]

1.4.2 Metoda výpočtem

Na Obr. 8 je zjednodušený model hlavy válců. Hlava je nahrazena plochou deskou o tloušťce odpovídající střední tloušťce spodní desky hlavy válce.



Obr. 8: Schéma ke zjednodušenému výpočtu pro odhad střední teploty hlavy válce [5]

Pro ustálený provozní režim motoru lze předběžně odhadnout teplotu T_2 povrchu S_1 a pomocí simulačního výpočtového modelu pracovního oběhu určit pro zvolený provozní režim motoru množství tepla Q_H , které během celého pracovního oběhu přestoupí do spodní desky hlavy válce:

$$Q_H = \sum_{i=0^{o}KH}^{720^{o}KH} \alpha_{1/i} \cdot S_{1/i} \cdot (T_{1/i} - T_2) \cdot \Delta\tau_i$$

Přestup tepla z náplně válce do stěny hlavy válce Q_H je v průběhu pracovního oběhu časově proměnlivý, vedení tepla deskou hlavy válce a přestup tepla z desky hlavy válce do chladicího media lze ale považovat za časově ustálené toky. Stejně množství tepla, které přestoupilo z náplně válce do hlavy (tj. Q_H) během pracovního oběhu musí být během stejného časového intervalu (tj. doby trvání pracovního oběhu $\Delta\tau_o$) odvedeno deskou hlavy válce a musí přestoupit do chladicího media. Tento stav popisují rovnice:

$$Q_H = \frac{\lambda_H}{\delta_H} \cdot S_4 \cdot (T_2 - T_3) \cdot \Delta\tau_o$$

$$Q_H = \alpha_4 \cdot S_4 \cdot (T_2 - T_3) \cdot \Delta\tau_o$$

Z řešení těchto rovnic lze vyjádřit závislost teploty T_2 na množství velikosti přestupujícího tepla Q_H :

$$T_2 = \left[\frac{\delta_H}{\lambda_H} + \frac{1}{\alpha_4} \right] \cdot \frac{Q_H}{S_4 \cdot \Delta\tau_o} + T_4 \quad [K]$$

V případě většího nesouladu mezi předběžným odhadem teploty T_2 a výsledkem kontroly podle výše uvedené rovnice lze eventuálně opakovaným (opravným) výpočtem pracovního oběhu zpřesnit hodnoty Q_H a T_2 .

Nejsložitější je určení součinitele přestupu tepla α_1 mezi spalovacím prostorem a hlavou válce. Závisí totiž na řadě parametrů, především na stavu náplně válce (teplotě, tlaku, rychlosti proudění). Prvním, kdo se tímto problémem zabýval, byl Eichelberger v roce 1949. [5]

$$\alpha_1 = 2,1 \cdot \sqrt[3]{C_s} \cdot \sqrt{p \cdot T} \quad [kcal \cdot m^{-2} \cdot h^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (1)$$

C_s ... střední pístová rychlost [m/s]

p ... tlak náplně válce [bar]

T ... teplota náplně válce [K]

V roce 1967 Woschni s Pflaumem pomocí podobnostních čísel a experimentů zpřesnili vzorec na výpočet přestupu tepla. Po úpravě a doplnění experimentálně zjištěných exponentů je pro zážehový motor používán vzorec:

$$\alpha_1 = 794 \cdot d^{-0,2} \cdot p^{0,8} \cdot T^{-0,53} \cdot \left[C_1 \cdot c_s + C_2 \cdot \frac{V_z \cdot T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot (p - p_0) \right]^{0,8} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

d vrtání válce [m]

p tlak při spalování [MPa]

p_0 tlak ve válci protáčeného motoru [MPa]

T teplota ve válci [K]

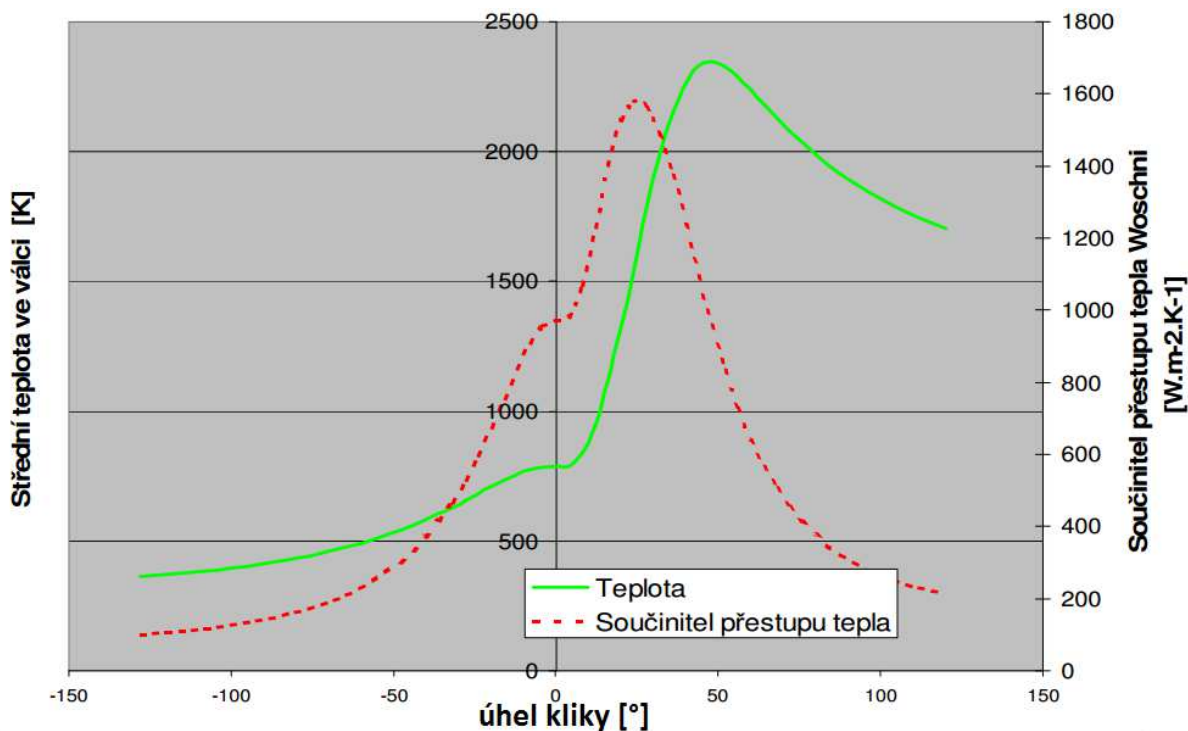
c_s střední pístová rychlost [ms^{-1}]

$C_1=6,18$ konstanta zahrnující poměr v sacím zdvihu [-]

$C_2=3,24 \cdot 10^{-3}$ konstanta zahrnující vliv spalovacího procesu [-]

V_z zdvihový objem [m^3]

T_1, p_1, V_1 teplota, tlak, objem na začátku komprese

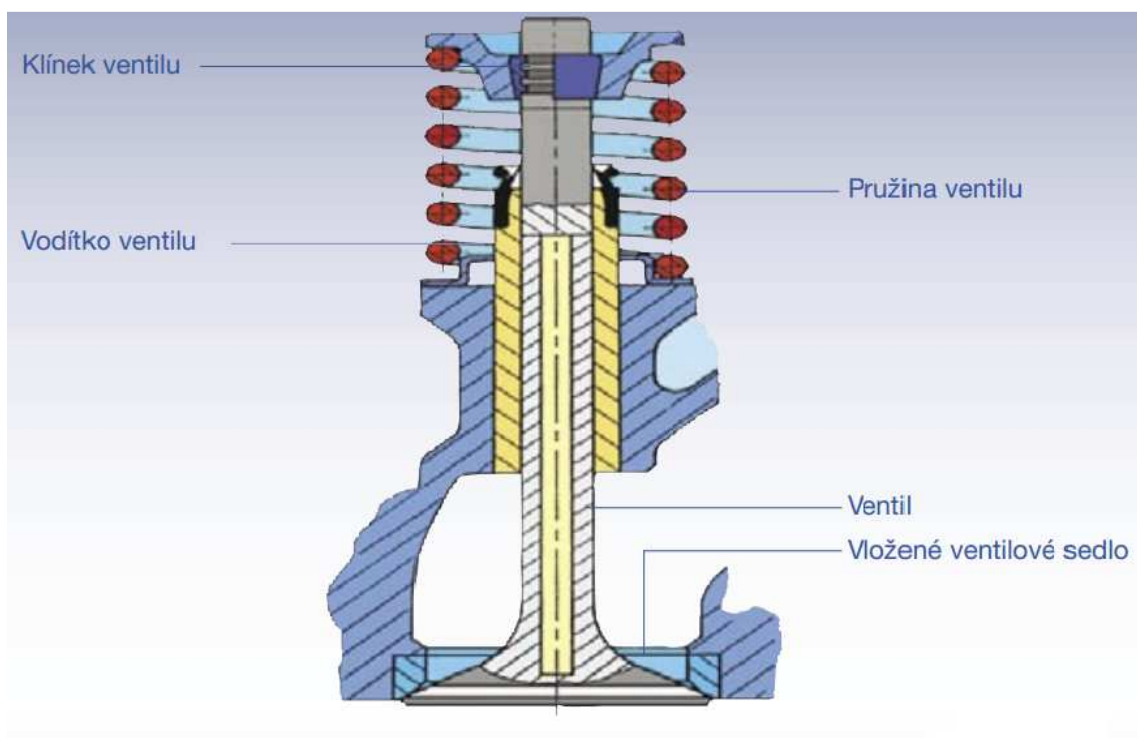


Obr. 9: Součinitel přestupu tepla podle Woschniho
(Nepřepřlňovaný zážehový motor 2000 min⁻¹) [6]

Podle tohoto uvedeného postupu se dají řešit pouze jednoduché plochy. Tvar hlavy válce je mnohem složitější, proto se dnes výhradně používají k řešení teplot na takto složitých dílech výpočtové programy založené na metodě konečných prvků (MKP). Abychom dosáhli relevantních výsledků výpočtu pomocí těchto programů, musíme nadefinovat správné okrajové podmínky, které se týkají materiálů hlavy válce, působících teplot a součinitelů přestupů tepla, jak ze spalovacího prostoru do hlavy válce, tak z hlavy do chladicího média a okolního prostředí. Na simulaci průběhů spalování v motoru existují speciální programy, které se svými výsledky snaží přiblížit co nejpřesněji reálnému motoru.

2 SEDLA VENTILŮ

Funkcí sedel ventilů je zajištění těsnosti spalovacího prostoru po 3/4 pracovního cyklu pomocí kontaktu kuželové plochy hlavy ventilů a sedla ventilů pod silou od pružiny. Po tuto dobu odvádí sedlo až 75% z celkového tepla z ventilu do chlazené hlavy motoru. Během zbývajících 1/4 pracovního cyklu, kdy dochází k výměně obsahu válce, dochází k opotřebení především výfukových sedel. Sedla ventilů mají prstencovitý tvar. Každý kroužek sedla ventilu se odlévá do vlastní keramické formy. Vnější průměr se obrábí načisto před montáží. Po zchlazení tekutým dusíkem se volně vkládají do hlavy motoru a po ohřátí na okolní teplotu vzniká přesah, který zajistí souměrný styk mezi sedlem a hlavou válce motoru. Vlastní vývrt kuželové dosedací plochy se provádí až po kompletaci v hlavě válců. Úhel kuželové kontaktní plochy se volí podle druhu používaného paliva a pohybuje se v rozmezí 30-45°. Pro zážehové motory je standardně úhel dosedacích ploch 45°.



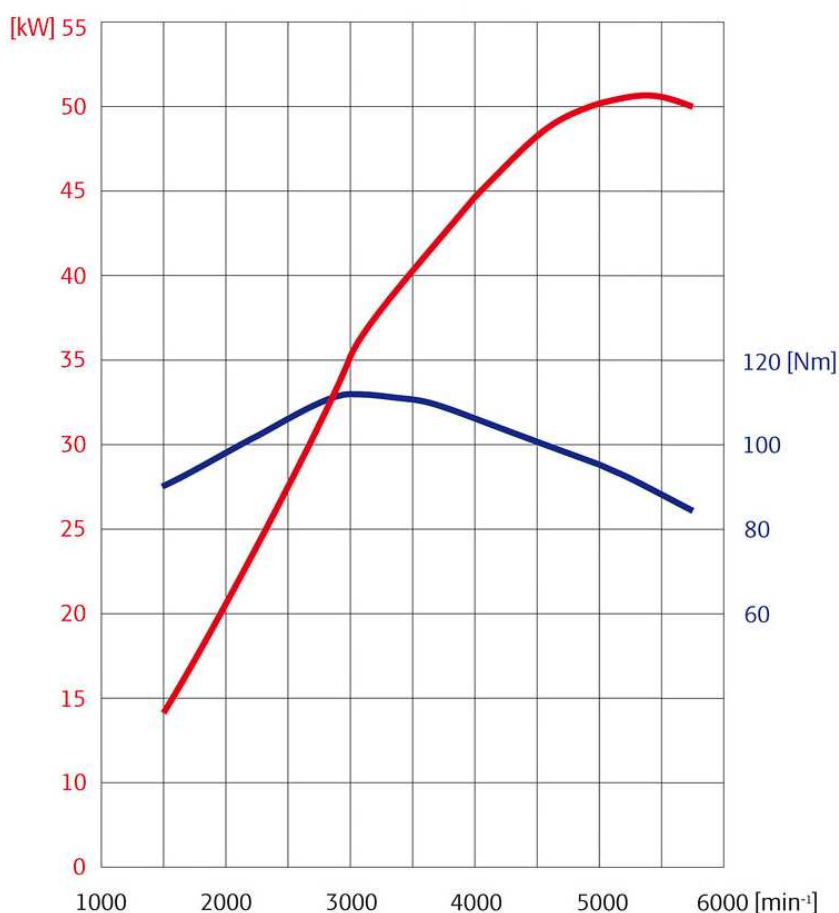
Obr. 10: Komponenty ventilového rozvodu [8]

Opotřebení je větší u výfukových sedel a to především kvůli proudění spalin o teplotě převyšující 1000°C. Dynamické působení spalin s přítomností pevných částic se projevuje abrazivním opotřebením kontaktních ploch. Opotřebení od kontaktních axiálních sil je proti tomu výrazně menší, pouze při nevhodném seřízení ventilového rozvodu nebo nerovnoměrném kontaktu sedla s ventilem se jeho účinek násobí. ^[9]

U většiny sériově vyráběných vznětových a zážehových motorů jsou sedla z legované litiny. Odolnost struktury vůči opotřebení spočívá ve vytvoření stabilní (v rozsahu pracovních teplot) perlitické či sorbitické matrice a skeletu otěruvzdorných fosfidů a karbidů. Grafit podporuje tepelnou vodivost a snižuje koeficient tření. Příklad složení litiny s lupínkovým grafitem pro sedla ventilů zážehových motorů: 3,5% C; 2,75% Si; 0,8% Mn; 0,45% P; 1,35% Cr; 0,45% Ni; 0,8% Cu; 1,35% Mo a 0,2% V. Vysoké procento Mo a Cr působí na vznik martenzito-bainitické matrice při rychlosti ochlazování přirozeným chladnutím ve formě. Proto je nutné tyto odlitky před obráběním stabilizovat popouštěním na teplotě 570-580 °C. Výsledná struktura obsahuje i sorbit o tvrdosti v rozsahu 31-40 HRC 1mm pod povrchem. ^[9]

3 ZKOUMANÝ MOTOR

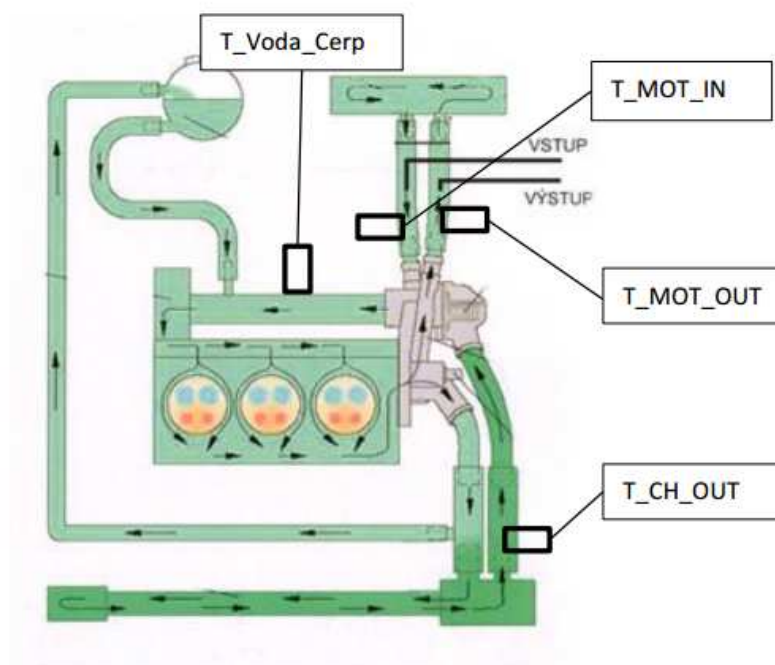
Hlava motoru, jejíž analýza je náplní této diplomové práce, je součástí zážehového motoru. Jedná se o tříválcový nepřepřlňovaný motor o zdvihovém objemu $1,2 \text{ dm}^3$ pro vozidla nižší střední třídy. Motor je vybaven 12 ventily a dosahuje největšího výkonu 51 kW při 5500 min^{-1} . Maximální točivý moment 112 Nm je dosažen při 3000 min^{-1} (viz Obr. 11). Dvojice vačkových hřídelů je poháněna řetězem. Tyto parametry jsou uváděny výrobcem. V běžném provozu může tento motor pracovat od volnoběžných otáček (800 min^{-1}) do omezovače otáček (kolem 6000 min^{-1}). Zatížení motoru je různé, záleží na okolním prostředí (kopec, rovina) nebo na vůli řidiče (předjíždění, brzdění motorem atd.).



Obr. 11: Vnější otáčková charakteristika motoru udávaná výrobcem [4]

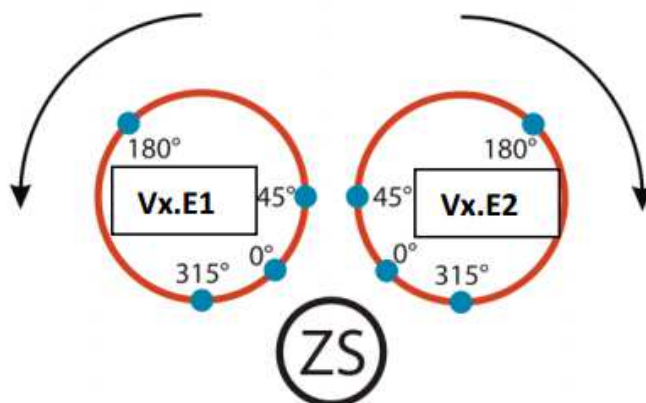
3.1 Měření na motoru

Zkoumaný motor byl podroben měření na Katedře vozidel a motorů Technické univerzity v Liberci. Hlavním bodem měření bylo zjištění teplot po obvodu sedla výfukových ventilů při různých režimech motoru. Motor byl osazen klasickým chladicím a elektronickým systémem, který odpovídá zástavbě v reálném vozidle. Při měření byly zároveň měřeny teploty chladicí kapaliny na čtyřech místech: uvnitř čerpadla, vstupu do motoru, výstupu z motoru a výstupu z chladiče (viz Obr. 12). Další měřené hodnoty byly: teplota oleje, teplota výfukových plynů před katalyzátorem a za katalyzátorem.



Obr. 12: Rozmístění a označení senzorů na měření teplot na chladicím okruhu motoru [10]

Na obr. 13 je znázorněno rozmístění termočlánků na měření teplot kolem sedel výfukových ventilů. Na každém sedle byly rozmístěny čtyři termočlánky. První, nejbližší zapalovací svíče, je označen úhlem 0° , pak dva na obě strany po 45° a jeden na protilehlou stranu ventilu 180° .



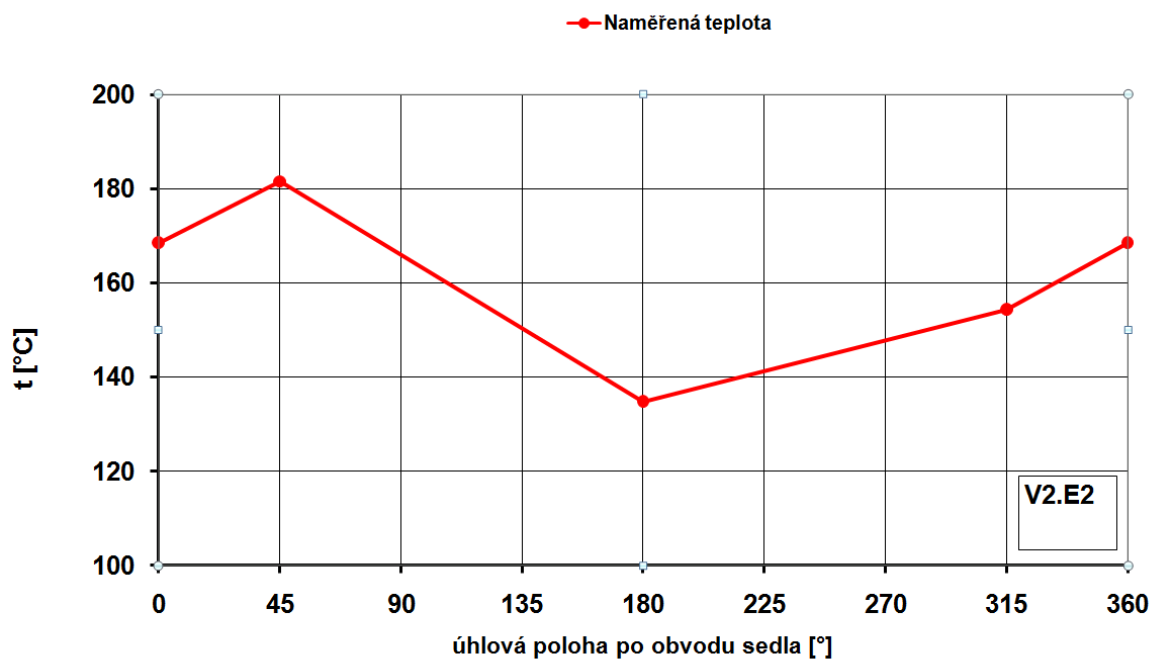
Obr. 13: Rozmístění měřených bodů po obvodu sedla a označení válce a výfukového ventilu
[10]

3.1.1 Režimy motoru při měření teplot vložených ventilových sedel

Měření byla provedena v režimech vnější otáčkové charakteristiky. Byly zvoleny dvě varianty rozsahu teplot chladicí kapaliny T_MOT-OUT (teplota na výstupu z chladiče). První varianta se pohybovala přibližně v rozmezí teplot 50-60°C a druhá varianta v rozmezí teplot 70-80°C. Každá s těchto variant byla ještě měřena při vypnutém nebo zapnutém palubním topení. Z měření vyplynulo, že zapnuté topení snižuje výkon motoru zanedbatelně oproti vypnutému topení. Rozdíl v naměřených teplotách byl maximálně o 3°C nižší při zapnutém topení.

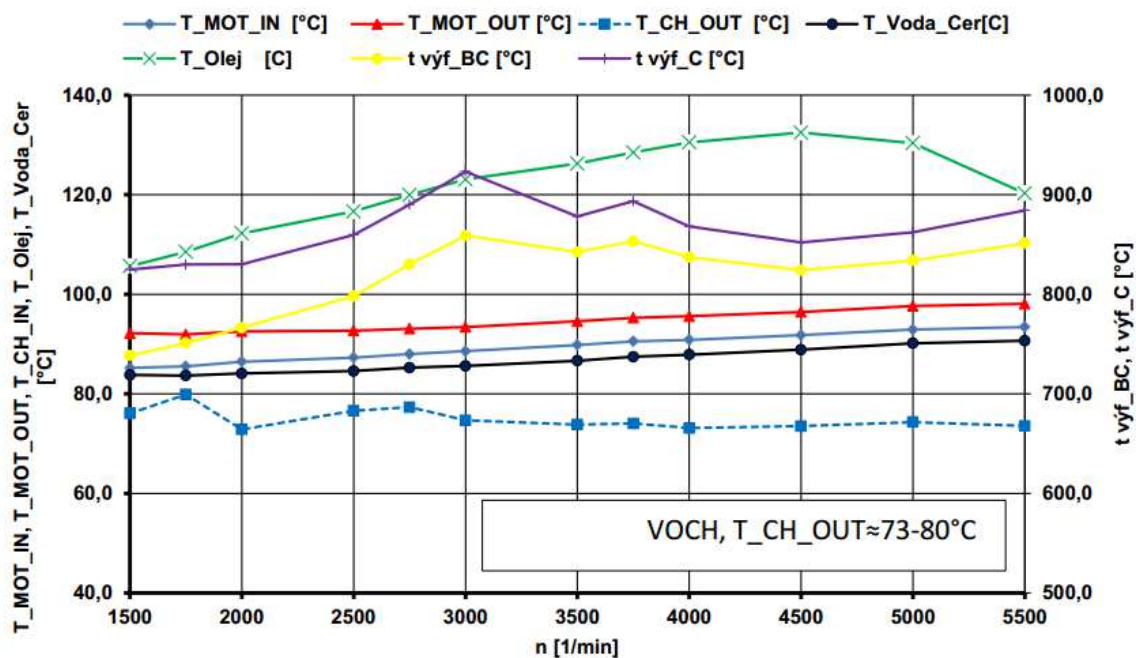
Největší rozdíly teplot okolních bodů na sedle výfukových ventilů, tím pádem i největší pnutí a deformace, byly zjištěny při režimu motoru v plném zatížení v největším výkonu (5500 min⁻¹), teploty chladicí kapaliny vystupující z chladiče v rozmezí 73-80°C a zapnutém topení na palubní desce.

Největší rozdíly teplot byly zjištěny na druhém válci a druhém výfukovém sedle. Rozdíl teploty dosáhl 48°C na pouhých 45° od sebe vzdálených míst. Změny teplot lze dobře vidět po rozvinutí měřených míst do roviny. Na Obr. 14 jsou znázorněny změny teplot v předem určených místech po obvodu výfukového sedla.



Obr. 14: Rozdíly teplot po obvodu druhého výfukového sedla druhého válce [10]

Ostatní měřené změny teplot v tomto režimu motoru jsou znázorněny na Obr. 15.



Obr. 15 Vývoj ostatních měřených teplot při změně otáček motoru v režimu plného zatížení [10]

Jedná se tedy o nejnepříznivější variantu z hlediska deformace výfukového ventilu, proto bude dále řešena pomocí metody MKP. Některé naměřené teploty budou použity jako okrajové podmínky.

4 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ

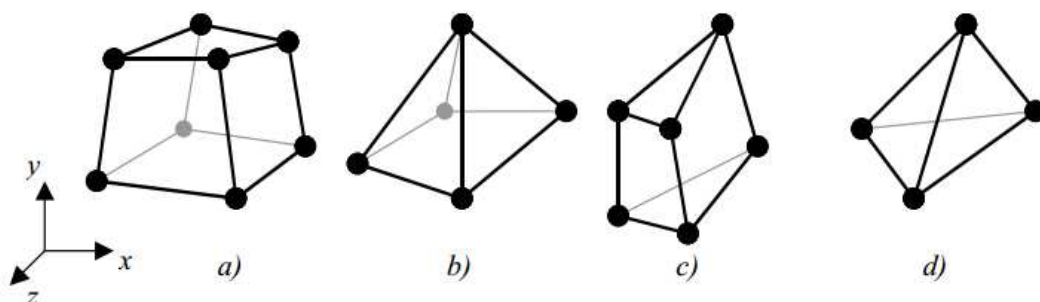
Metoda konečných prvků (MKP) je numerická metoda, jejíž počátky lze datovat do roku 1943. Prvním kdo se tomuto problému věnoval ve své práci, byl matematik Richard Courant. Paralelně se tímto problémem zabývaly další odborné práce, které vycházely z konstrukčního inženýrského pojetí (Hrennikoff, Clough, Argyris). Největší rozšíření této metody bylo zaznamenáno v 50. letech 20. století s velkým rozvojem výpočetní techniky, která umožnila řešit rozsáhle soustavy algebraických rovnic. V 60. letech byla metoda dále rozvíjena řadou dalších autorů se stále větším důrazem na matematickou formulaci problému. Mezi nejznámější patřil např. Martin, Zienkiewicz, Turner a Cheuang. Na konci 60. let nechala NASA vyvinout software NASTRAN pracující na principu MKP. Z našich autorů jsou nejznámější profesor Zlámal a Ženíšek, jejichž práce na přelomu 60. a 70. let přispěla ke korektní matematické formulaci základu MKP. ^[11]

Dnes je MKP nejvyužívanější mezi numerickými metodami. Nejčastěji se využívá k řešení problému mechanicky deformovatelných těles. S její pomocí se řeší problémy pružnosti a dynamiky ve všech odvětvích průmyslu. Kromě toho dnes již každý lepší software umí řešit fyzikální jevy, jako jsou proudění kapalin a plynů, záření, vedení a sdílení tepla, elektromagnetismus, či akustika.

4.1 Princip MKP

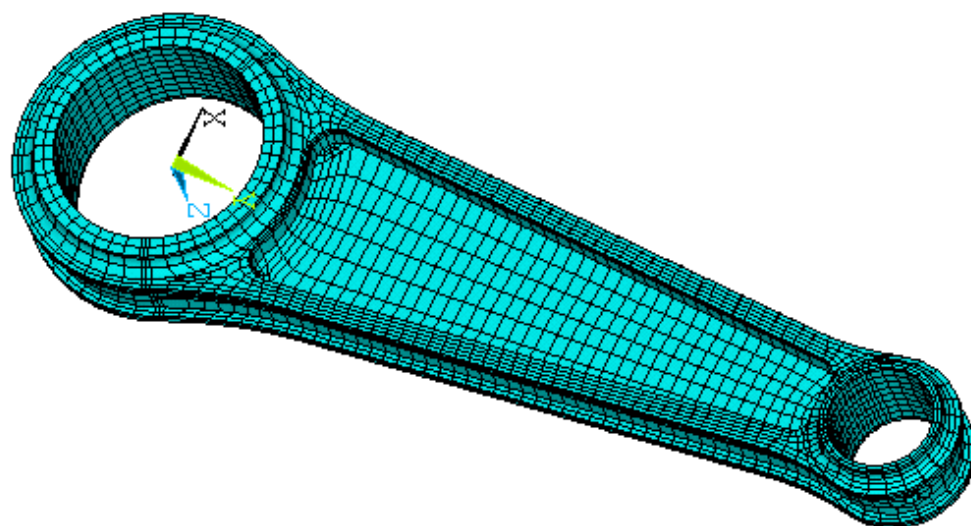
Jak je z názvu patrné, metoda využívá rozložení spojitého problému na konečný počet prvků. Tento proces se nazývá diskretizace spojitého problému. Prvky jsou spojeny v bodech, kterým se říká uzly. V uzlech se vypočítávají hledané parametry (posuvy a natočení, z kterých se dále počítají napětí). Každý prvek je dán dimenzí, počtem uzlů a jejich rozmístěním. Každý software využívající MKP má na výběr z různých typů prvků, obecně lze rozdělit na prutové (1D), plošné (2D) a tělesové (3D). Používané tělesové prvky jsou znázorněny na obr. 15. Hustota a typy prvků zásadně ovlivňují přesnost výpočtu. Obecně lze říci, že čím víc prvků zvolíme, tím bude výsledek přesnější. S tím narůstá nárok na výpočetní výkon a zvyšuje se rapidně čas potřebný k vyřešení

problému. Proto se hledá vždy kompromis mezi množstvím prvků a výpočetním časem.



Obr. 16: Typy používaných tělesových prvků v MKP [11]

Tvorba sítě je už dnes u většiny programů automatická, ale je možnost si jí upravit (zjemnit) v námi požadovaných místech (kde dochází ke koncentraci napětí). V automatickém generátoru sítě si zvolíme typ používaného elementu, maximální velikost hrany prvku a maximální úhel mezi hranami prvku a software nám vytvoří síť (Obr. 17).



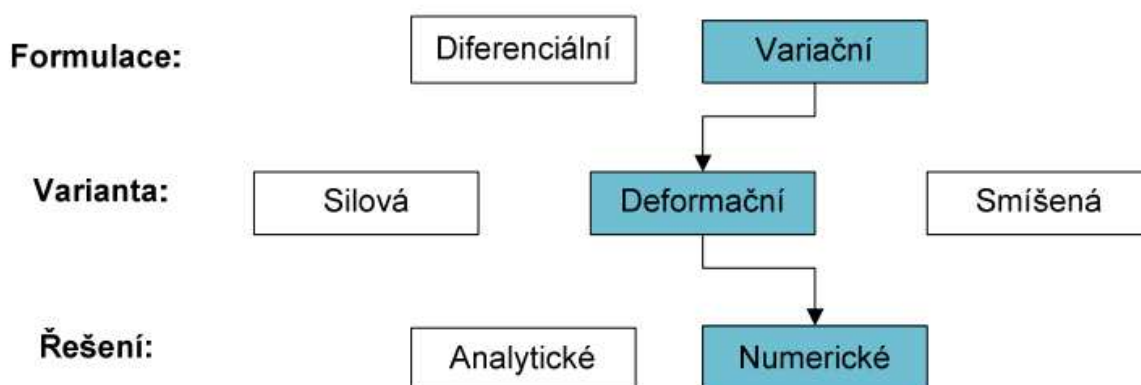
Obr. 17: Příklad modelu ojnice s vytvořenou sítí (metoda H)

4.2 Postup řešení problému

Postupy řešení problému obecné pružnosti lze rozčlenit dle tří hledisek:

- hledisko matematické formulace problému,
- hledisko výběru nezávislých funkcí pružnosti,
- hledisko vlastní realizace řešení.

Další dělení těchto hledisek je znázorněno na Obr. 18.



Obr. 18: Schéma postupu řešení [11]

U MKP jako numerické metody převládá jednoznačně variační formulace a deformační přístup. Z důvodu, že základní neznámou jsou funkce posuvů, hovoříme o deformační variantě MKP. U této varianty MKP je východiskem Lagrangeův variační princip. ^[11]

Lagrangeův variační princip je vyjádřen celkovou potenciální energií Π , která je definována jako rozdíl energie napjatosti tělesa W a potenciálem vnějšího zatížení P .

$$\Pi = W - P$$

Funkcionál Π je závislý na spojitých funkcích hledaných posuvů. Z variačního principu (energie analyzovaného tělesa dosahuje extrémní, resp. stacionární hodnoty) vyplývá, že celková potenciální energie má být minimální. Z toho důvodu musí být variace funkcionálu rovna nule. Řešením lze získat hledané funkce posuvů a z nich lze určit přetvoření a napětí. ^[11]

4.2.1 Základní veličiny obecné pružnosti

V obecné prostorové statické úloze představují celkem 15 neznámých funkcí proměnných x, y, z . Jedná se o:

- tři posuvy: u, v, w
- šest přetvoření: $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}$,
- šest napětí: $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$.

Tyto funkce jsou provázány systémem obecných rovnic pružnosti, které musí být splněny uvnitř řešené oblasti. Jsou to rovnice statické rovnováhy, rovnice geometrické a rovnice fyzikální. Předepsané okrajové podmínky pak musí být splněny na hranici řešené oblasti. ^[11]

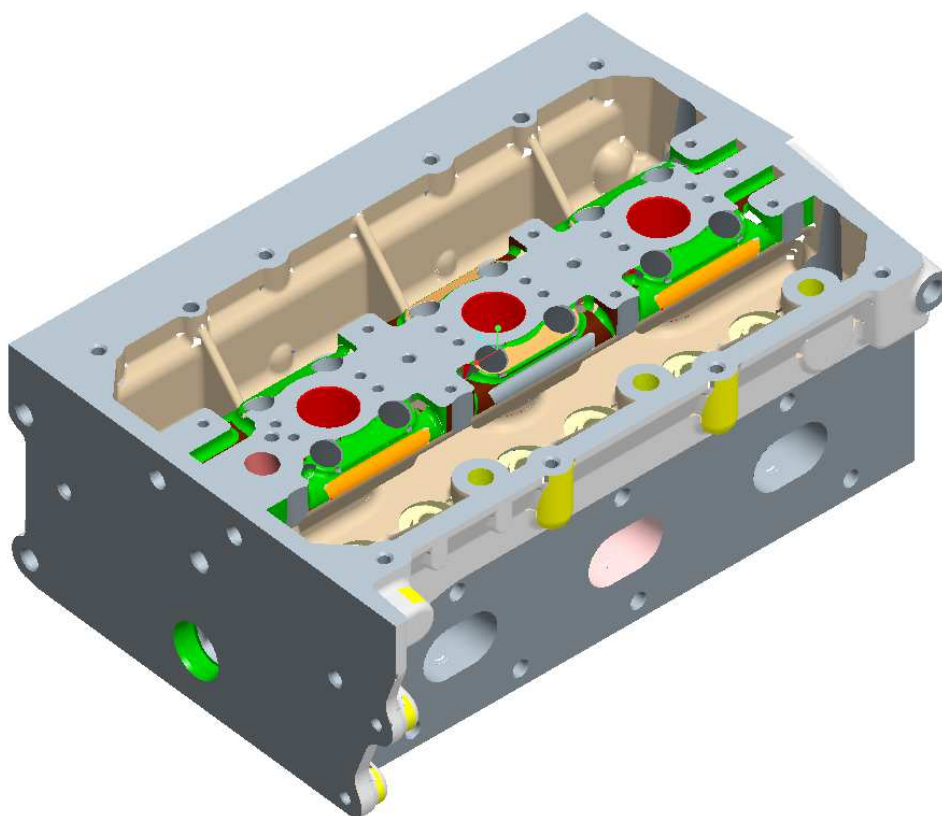
5 TVORBA 3D MODELŮ

Před samotným výpočtem je nutné vytvořit 3D modely součástí. V tomto výpočtovém případě budeme uvažovat pouze tepelné zatížení hlavy motoru a vložených sedel motoru. Mechanické zatížení od tlaku plynů, od předpětí šroubů, či působení dynamických sil od rozvodového mechanismu v našem případě nebudeme uvažovat. Toto zatížení by se počítalo zvlášť a pak se pomocí superpozice přičetlo k vypočtenému tepelnému zatížení. Z těchto důvodů nám bude stačit model hlavy motoru, sedla sacího ventilu a sedla výfukového ventilu.

5.1 Model hlavy motoru

Pro vytvoření modelů částí motoru se používají CAD (Computer Aided Design) programy, které podporují objemové modelování (Catia, ProEngineer, Inventor, Unigraphics, atd.). Hlava válců je velice komplikovaná součást, proto pro její vymodelování je nutná dobrá znalost používaného programu. Model lze vytvořit několika způsoby, nejčastěji se používá metoda negativního objemu a pomocí booleanské operace se převede na model hlavy. Vytváří se takto kanály pro chladicí tekutinu, sací a výfukové kanály a spalovací prostor.

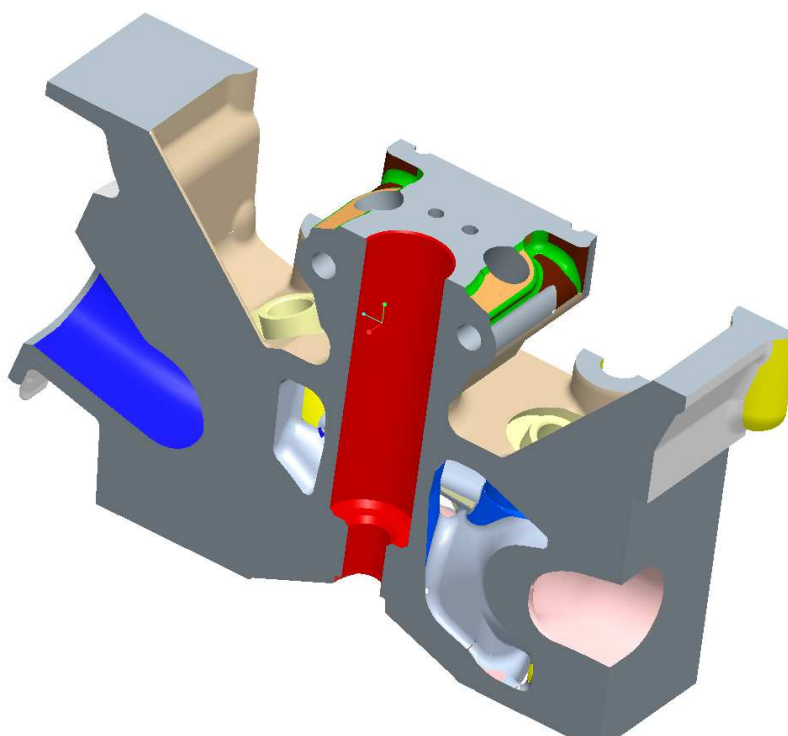
Z důvodu složitosti modelu hlavy jsem dostal již vytvořený model. Autor modelu postupoval výše zmíněnou technikou modelování. Model byl vytvořen v programu ProEngineer Wildfire 5.0 (Creo), proto jsem pro pozdější zjednodušení a editaci použil stejný program. Na Obr. 19 je znázorněn kompletní model hlavy válce, který odpovídá skutečnému tvaru hlavy válce zkoumaného motoru.



Obr. 19: Kompletní model hlavy válce (isomerický pohled) [4]

5.1.1 Zjednodušení modelu hlavy

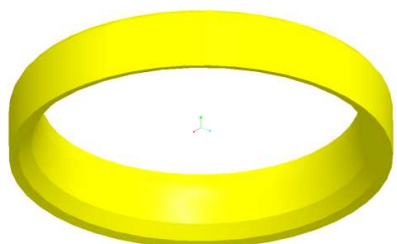
Z důvodu časové náročnosti při pozdější tvorbě sítě a výpočtu tepelené a mechanické analýzy MKP je výhodné model zjednodušit. Využívá se zde symetrie modelu. U většiny podobných výpočtu hlavy motoru se vybírá z hlavy jen část nad jedním válcem. V tomto případě se jedná o hlavu se čtyř ventilovou technikou na jeden válec (dva sací a dva výfukové ventily), proto bylo výhodné vybranou část ještě rozpůlit přesně v ose válce. Na modelu zůstal jeden sací a jeden výfukový kanál. Na Obr. 20 je zobrazena zjednodušená část hlavy válce, lze zde vidět i část chladících kanálů. Další úpravou na modelu bylo odebrání děr a rádiusů, které nijak neovlivní výsledek výpočtu.



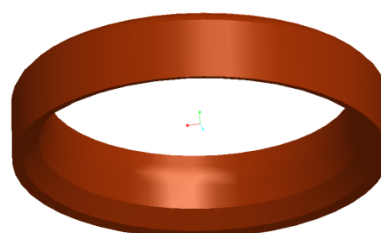
Obr. 20: Zjednodušená část hlavy válce [4]

5.2 Modely vložených sedel

Sedla vložených výfukových a sacích ventilů byla vytvořena také v programu ProEngineer Wildfire 5.0 (Creo). Jedná se o jednoduché modely prstencovitého tvaru, které lze vytvořit například pomocí funkce *Orotování (Revolve)* nakresleného profilu o 360° kolem osy procházející středem sedla. Model sacího a výfukového sedla se liší především průměrem, ale i tvarem profilu. Sací ventil má větší průměr z důvodu lepšího plnění válce směsí. Na obr. 21 a 22 je znázorněn model sacího a výfukového ventilu. Modely z důvodu své jednoduchosti nebylo třeba nijak upravovat pro pozdější tepelný a deformační výpočet.



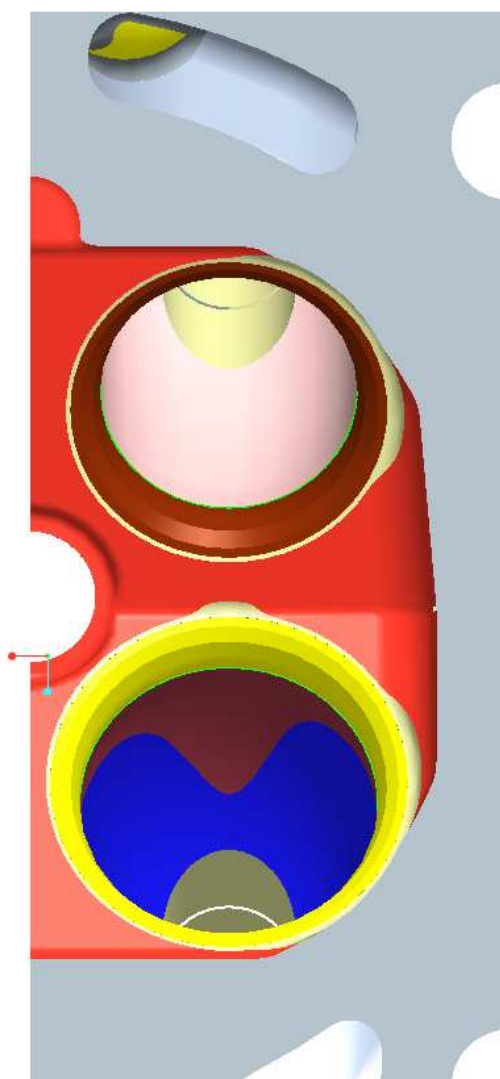
Obr. 21: Model sedla ventilu- sání [4]



Obr. 22: Model sedla ventilu- výfuk [4]

5.3 Sestava

Po vymodelování a upravení modelů části hlavy válce a vložených sedel byla vytvořena sestava. Do hlavy válce se postupně pomocí vazeb plocha na plochu (*mate*) a sousostosti (*insert*) vložilo sedlo sacího ventilu. Sedlo výfukového ventilu bylo vloženo stejným postupem. Na Obr. 23 lze vidět část hlavy s vloženými sedly.



Obr. 23: Část hlavy válce s vloženými sedly [4]

6 TVORBA MKP MODELU

Pokud budeme MKP výpočet provádět v jiném programu než jsme tvořily modely, je potřeba převést modely do univerzálního formátu. Nejčastěji se model uloží ve formátu STEP. Tento formát zachová kompletní objemovou strukturu a lze ho otevřít ve většině dnes běžně používaných MKP programů. ProEngineer Wildfire 5.0 disponuje svým samostatným podprogramem MKP, takže není potřeba řešit převod do jiného programu. Stačí pouze v menu programu zvolit prostředí Mechanica a vybrat strukturální nebo tepelnou analýzu. V této fázi je třeba zadat okrajové podmínky, materiál, parametry pro tvorbu sítě a až poté lze spustit výpočet.

6.1 Tvorba sítě

Použitý program disponuje automatickou tvorbou sítě. V případě potřeby tu je možnost úpravy sítě jak na křivkách, plochách i objemech. V automatickém generátoru lze vybrat ze dvou typů plošných elementů a tří typů prostorových. U plošných elementů je na výběr buď síť tvořená prvky o třech uzlech, nebo možnost kombinace prvků o třech uzlech a o čtyřech uzlech. První nejjednodušší varianta u objemových prvků je možnost tvorby pouze z prvků nazvaných Tetra (viz obr. 16d). Druhá možnost je kombinace prvků Tetra s Wedge (viz Obr. 16c). Třetí a nejsložitější variantou je kombinace prvků Tetra, Wedge a Brick (viz Obr. 16a). Srovnání počtu elementů a výpočtový čas pro generování sítě pro již dříve vytvořený model sestavy hlavy s vloženými sedly lze vidět v Tabulce 2.

Tab. 2: Tabulky počtu a typu elementů při různém nastavení autogenerátoru sítě [4]

1.varianta: Tetra

Typ prvků	Počet prvků
Tetra	24705
Wedge	0
Brick	0
Hrany	39146
Plochy	56081

Výpočetní čas: **0,78** min

2.varianta: Tetra+Wedge

Typ prvků	Počet prvků
Tetra	156
Wedge	35037
Brick	0
Hrany	79054
Plochy	95176

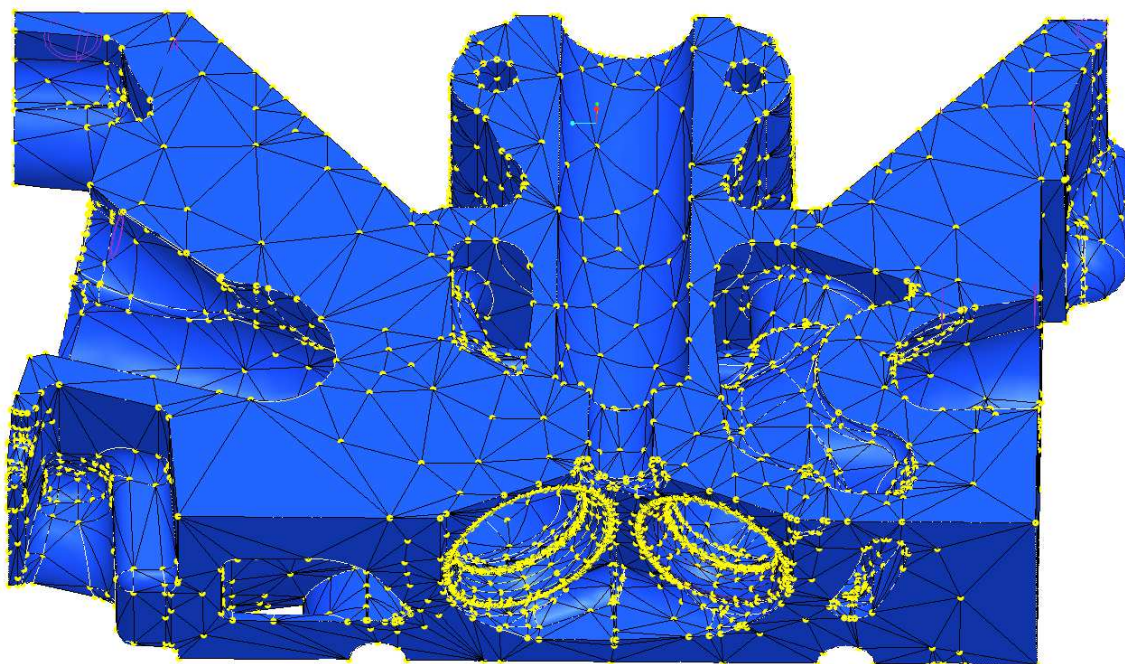
Výpočetní čas: **8,3** min

3.varianta: Tetra+Wedge+ Brick

Typ prvků	Počet prvků
Tetra	0
Wedge	15760
Brick	17098
Hrany	89066
Plochy	103509

Výpočetní čas: **23,5** min

Z důvodů nejmenší časové náročnosti a dostatečného množství a hustotě prvků byla zvolena první varianta objemové sítě pouze s prvky Tetra. Hustota a počet elementů na sedlech ventilů a v jejich okolí je vyšší a plně postačuje pro výpočet tepelného i mechanického namáhání. Na obr. 24 je zobrazena výsledná síť prvků.



Obr. 24: Výsledná síť prvků na modelu části hlavy s vloženými sedly [4]

Další možností nastavení automatického generátoru sítě je určení limitů. Jedná se o zadání minimálního a maximálního úhlu mezi hranami prvku a mezi plochami. Další limit je maximální poměr zvětšení úhlu mezi sousedními prvky a maximální natočení hrany ve stupních. Všechny tyto limity byly ponechány na základním nastavení od programu. Nastavené hodnoty jsou zobrazeny na Obr. 25.

Settings	Limits
Limits for Creating	
Allowable Angles (Degrees)	
Edge Max	175.00
Edge Min	5.00
Face Max	175.00
Face Min	5.00
Max Aspect Ratio	30.00
Max Edge Turn (Degrees)	95.00
Default	

Obr. 25: Základní nastavení limitů pro automatickou generaci sítě [4]

7 TEPELNÁ ANALÝZA

První výpočet, který byl na sestavě hlavy válce s vloženými sedly proveden, byla tepelná analýza. Pomocí této analýzy se určí rozložení teplot po celém modelu a to zejména na sedlech výfukových ventilů. Tyto vypočtené hodnoty rozložení teplot se poté aplikují v mechanické analýze jako okrajové podmínky pro zjištění posunutí.

7.1 Okrajové podmínky

Pro co nejpřesnější výpočet, který bude odpovídat naměřeným teplotám na sedlech výfukového ventilu, je nutné zadat správné okrajové podmínky. Mezi ně patří jednak volba materiálu hlavy válce a sedel ventilů, ale především definování přestupu tepla konvekcí na plochách, kolem kterých proudí tekutina. Přestup tepla konvekcí je závislý na teplotě media a součiniteli přestupu tepla α (více o konvekci v kapitole 2.2.1.2).

7.1.1 Materiál hlavy a sedel

Materiál hlavy válce je slitina hliníku, přesné složení slitiny jsou výrobcem přísně tajeny. V MKP programu byl vybrán materiál pod označením Al6061, který odpovídá svými vlastnostmi slitině hliníku.

Materiál vložených sedel ventilů je práškovou metalurgií vyráběná středně legovaná ocel. V programu byl zvolen materiál pod označením Steel. Jelikož je jako legura u sedel použita i měď, byla zvýšena původní tepelná vodivost ze 43 na $60 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$.

Tepelné a mechanické vlastnosti obou zvolených materiálů jsou uvedeny v tabulce 3.

Tab. 3: Vlastnosti použitých materiálů

Materiál	Hustota [kg m ⁻³]	Poissonovo číslo [-]]	Younguv modul [MPa]	Koef.tepelné roztlačnosti [K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita [Jkg ⁻¹ K ⁻¹]	Teplená vodivost λ [Wm ⁻¹ K ⁻¹]
Al6061	2710	0,3	68947	$2,34 \cdot 10^{-5}$	964	180
Steel	7827	0,27	199948	$1,17 \cdot 10^{-5}$	473	60

Pro tepelnou analýzu je z vlastností materiálu nejdůležitější tepelná vodivost λ , která ovlivňuje vedení tepla materiálem.

7.1.2 Teploty a součinitelé přestupu tepla

V odporových člancích a výpočtech věnujících se tepelným výpočtům hlavy válců pomocí MKP se udávané teploty a součinitelé přestupu tepla příliš neliší. Některé rozdíly jsou dány jiným typem motoru (vznětový, zážehový) a různými zatěžujícími stavy.

Tab. 4: Srovnání teplot a součinitelů přestupu tepla v podobných výpočtech od různých autorů

	Španiel (vznětový) [12]		Nesládek (zážehový) [13]		Kozák (vznětový) [14]	
	Teplota [K]	Souč. přestupu tepla [$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$]	Teplota [K]	Souč. přestupu tepla [$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$]	Teplota [K]	Souč. přestupu tepla [$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$]
Sací kanál	330	800	339	507	330	800
Výfukový kanál	700	800	981	645	900	800
Spalovací prostor	1120	450	neuváděno	neuváděno	1120	450
Chladicí kanály	350	3000	neuváděno	neuváděno	360	2000
Ostatní plochy	320	5	neuváděno	neuváděno	340	5

V Tab. 4 je uvedeno srovnání teplot a koeficientů přestupu tepla od tří různých autorů.

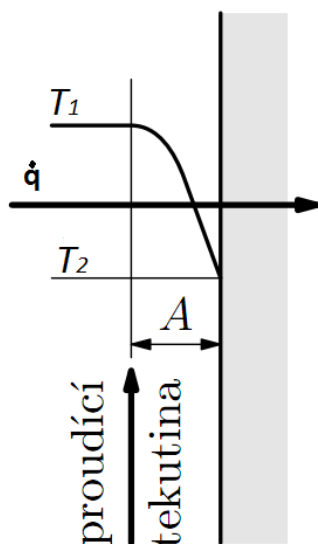
Jedním z prvních, kdo se tomuto problému věnoval, byl Ing. Miroslav Španiel, CSc. z ČVUT v Praze. Simulaci tepelného namáhání hlavy velkého vznětového stacionárního motoru provedl v programu ABAQUS. Kompletní sestavu a volbu tepelných okrajových podmínek popsal v několika vědeckých člancích. ^[12]

Dalším, kdo se tímto problémem zabýval, byl Ing. Martin Nesládek. Práce byla zaměřena na kontrolu konstrukčního návrhu hlavy a válce leteckého zážehového motoru. K simulaci byl použit také program ABAQUS. ^[13]

Třetí hodnoty uvedené v posledních dvou sloupcích v Tab.4 jsou z diplomové práce věnované tepelně-mechanické analýze hlavy válců vznětového motoru vyráběného firmou Zetor. Autorem práce je Bc. Ondřej Kozák z VUT v Brně. ^[14]

7.1.2.1 Zadávané teploty

Všechny zadávané teploty při přenosu tepla konvekci (více v kap. 2.1.2.1) jsou udávány jako střední teplota poblíž ploch stěn obtékaných příslušnou tekutinou.



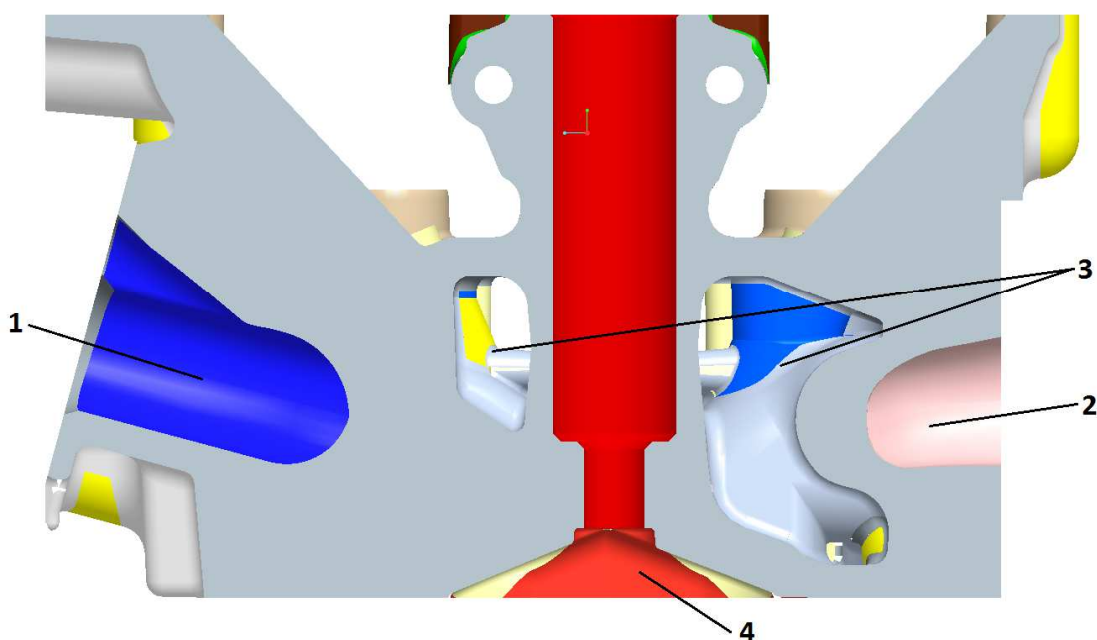
Střední teplota:

$$T_{stř} = |T_1 - T_2| \text{ [K]}$$

T_1 ...teplota proudící tekutiny [K]

T_2 ...teplota stěny [K]

Veškeré hodnoty teplot byly porovnány s hodnotami uváděnými v odborné literatuře a výzkumných člancích. Rozdíly byly malé.



Obr. 26: Označení míst, kde byly aplikovány okrajové podmínky teplot a součinitelů přestupu tepla [4]

1) Sací kanál

Teplota nasávaného vzduchu závisí hlavně na okolní teplotě, běžně se pohybuje kolem 25°C. Teplota stěn sacího kanálu se při plně zatíženém motoru pohybuje kolem 80-90°C. Střední teplota těchto hodnot je 57°C, což odpovídá 330K.

2) Výfukový kanál

Naměřená teplota výfukových spalin v určeném měřeném režimu motoru byla 890°C. Teplota stěn ve výfukovém kanálu je značně nižší a pohybuje se kolem 200 až 300°C, proto byla střední teplota zvolena 627°C, což odpovídá 900K.

3) Chladicí prostor

Teplota chladicí kapaliny se v měřeném režimu pohybovala kolem 90°C. Teplota stěn uvnitř chladicích kanálů je uvnitř hlavy motoru různá, proto byla v tomto případě ponechána střední teplota na 90°C, což odpovídá 363K.

4) Spalovací prostor

V okolí spalovacího prostoru je nejvyšší teplota v celém motoru. Změna teploty během jednoho cyklu byla vypočítána pomocí programu TLAK, který byl vytvořen na KVM. Průběh teplot je zobrazen na Obr. 27. Maximální teplota dosahuje hodnoty 2190 K. Vzhledem k tomu, že jeden cyklus při otáčkách 5500 min⁻¹ proběhne za 0,022s a teploty stěny v okolí spalovacího prostoru nemění teplotu tak rychle, můžeme uvažovat střední hodnotu teploty média, která se bude pohybovat kolem 1100K. Tato hodnota byla zadána i do MKP výpočtu.

7.1.2.2 Zadávané součinitelé přestupu tepla

Určení správných hodnot součinitelů přestupu tepla bylo nejkomplikovanější ze všech okrajových podmínek. Součinitel přestupu tepla významně ovlivňuje výsledky tepelného výpočtu MKP. Jedním z hlavních důvodů je, že se tento součinitel nedá přímo měřit. Odborné literatury zabývající se tímto problémem také není příliš mnoho. K určení tohoto součinitele lze využít i specializovaných programů zabývajících se simulací motorů. Jedním z těchto programů je například

GT-POWER nebo program WAVE. Tyto programy dokážou spočítat teploty a rychlosti proudících medií uvnitř motoru a sacích či výfukových kanálů a z těchto hodnot potom určit i příslušný součinitel přestupu tepla. Pro správnou simulaci je nutno nastavit spoustu přesných parametrů motoru a koeficientů, proto by byl rozbor a popis těchto programů nad rámec této diplomové práce.

1) Sací kanál

Součinitel v sacím potrubí závisí na průměru potrubí, rychlosti a teplotě proudícího media. Kapičky paliva nacházející se v sacím potrubí také značně komplikují zjištění součinitele přestupu tepla. Teplota je mnohem nižší než ve výfukovém potrubí, proto i součinitel bude nižší. Po konzultacích s panem prof. Stanislavem Berounem a porovnáním s hodnotami uváděnými v odborných člancích byla hodnota součinitele přestupu tepla v sacím kanále stanovena na $500 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$.

2) Výfukový kanál

Stejně jako v sacím kanálu je i ve výfukovém kanálu součinitel přestupu tepla závislý především na rychlosti proudění a teplotě výfukových plynů. Nejvyšší hodnoty dosahuje při otevřeném výfukovém ventilu. Použitá hodnota byla určena také po konzultaci s panem prof. Stanislavem Berounem. Její velikost je $700 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$.

3) Chladicí prostor

Součinitel přestupu tepla v chladicích kanálech je závislý především na teplotě chladicí kapaliny. Pokud se chladicí kapalina pohybuje s teplotou pod bodem varu je součinitel přestupu tepla kolem $3000 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$. Kolem bodu varu ale součinitel značně roste a může dosahovat až hodnot $15000 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$. V našem případě byl použit pro výpočet teplotního pole na hlavě válce součinitel o velikosti $4000 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$.

4) Spalovací prostor

Pomocí programu TLAK byly vypočteny průběhy teplot a tlaku ve spalovacím prostoru při simulovaném režimu motoru. Veškeré zadané parametry

jsou uvedeny v příloze 1. Poté byl využit Eichelbergerův vztah (rovnice (1) na str. 22) a upraven na základní jednotky do vztahu:

$$\alpha = 2,51 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt[3]{n \cdot z} \cdot \sqrt{p \cdot T} \quad [\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}]$$

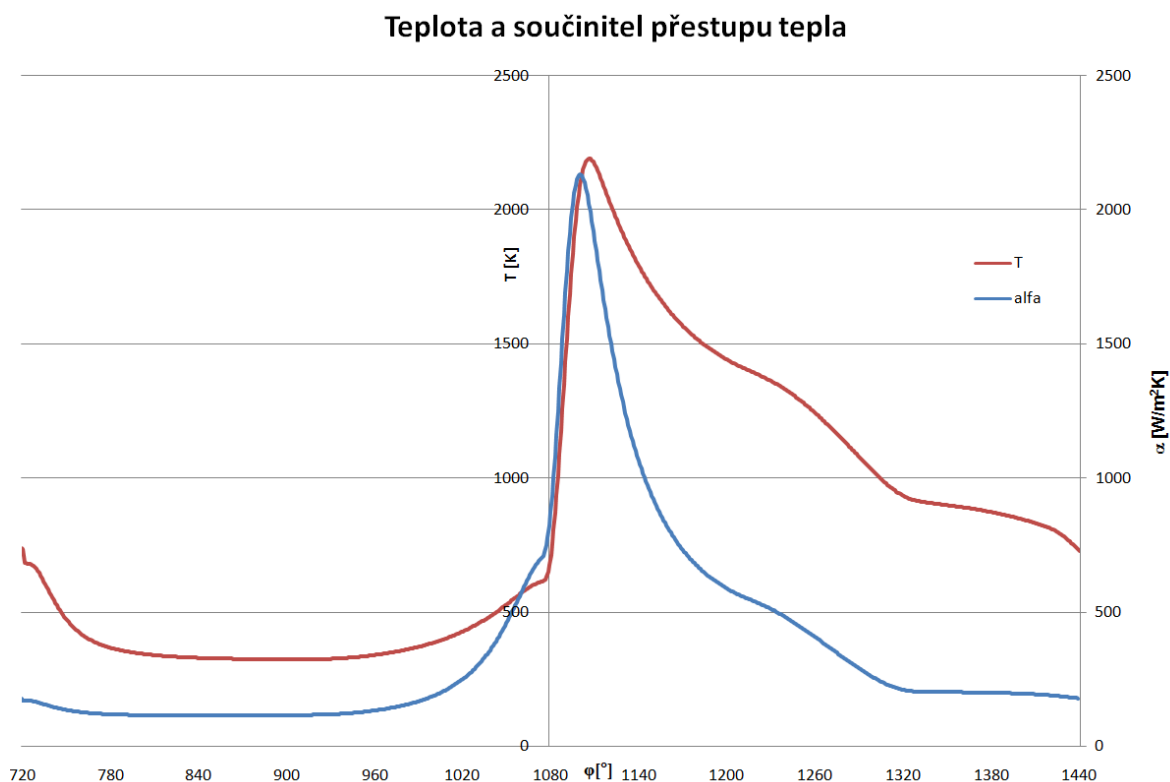
n... otáčky motoru [min^{-1}]

T... teplota v spalovacím prostoru [K]

z... zdvih pístu motoru [m]

p... tlak v spalovacím prostoru [Pa]

Z vypočtených hodnot byl vytvořen graf závislosti teploty a součinitele přestupu tepla v závislosti na natočení klikového hřídele. Graf znázorňuje jeden kompletní cyklus motoru (720°). Začíná až na druhém cyklu, jelikož vypočtené hodnoty teplot a tlaků v prvním cyklu nedosahují takové přesnosti. Výsledný graf je zobrazen na obr. 27.



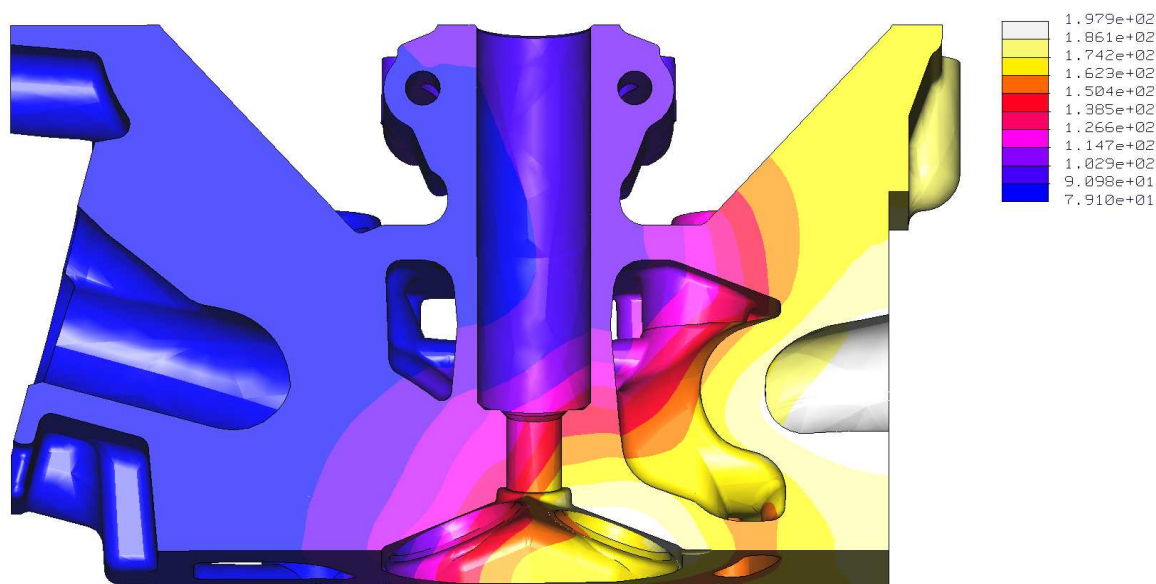
Obr. 27: Průběh teploty a součinitele přestupu tepla na natočení klikového hřídele [4]

Z celého jednoho cyklu byla vypočítána střední hodnota součinitele přestupu tepla, která vyšla $427 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$. Z experimentálních měření bylo zjištěno, že podle Eichelbergova vztahu vycházejí hodnoty součinitele přestupu tepla o trochu nižší než jsou ve skutečnosti. ^[2] Proto byla do výpočtového programu MKP zadána velikost součinitele přestupu tepla $450 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$.

Tab. 5: Zadané teploty a součinitelé přestupu tepla

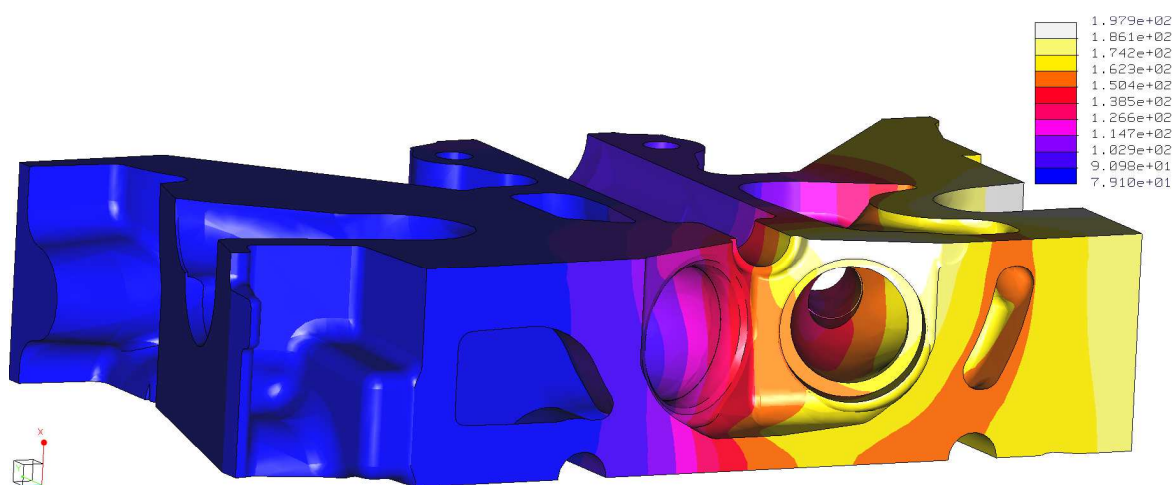
Označení	Název	Teplota [K]	Souč. přestupu tepla [$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$]
1	Sací kanál	330	500
2	Výfukový kanál	900	700
3	Chladicí prostor	1100	4000
4	Spalovací prostor	363	450

7.2 Výsledky tepelné analýzy



Obr. 28: Rozložení teplot v hlavě válce (hodnoty v °C) [4]

Na Obr. 28 je zobrazeno rozložení teplot na hlavě válce v pohledu na řez osou válce. Nejvyšší teploty vycházejí kolem výfukového kanálu a sedla výfukového ventilu. Teplota zde dosahuje hranice 200°C. Součást je ochlazována v místech, kde proudí chladicí kapalina. Také proudící nasávaný vzduch sacím kanálem ochlazuje svoje okolí. Nejnižší teplota je právě v okolí příruby sacího potrubí a pohybuje se kolem 80°C.



Obr. 29: Rozložení teplot v hlavě válce, pohled na sedla ventilů (hodnoty v °C) [4]

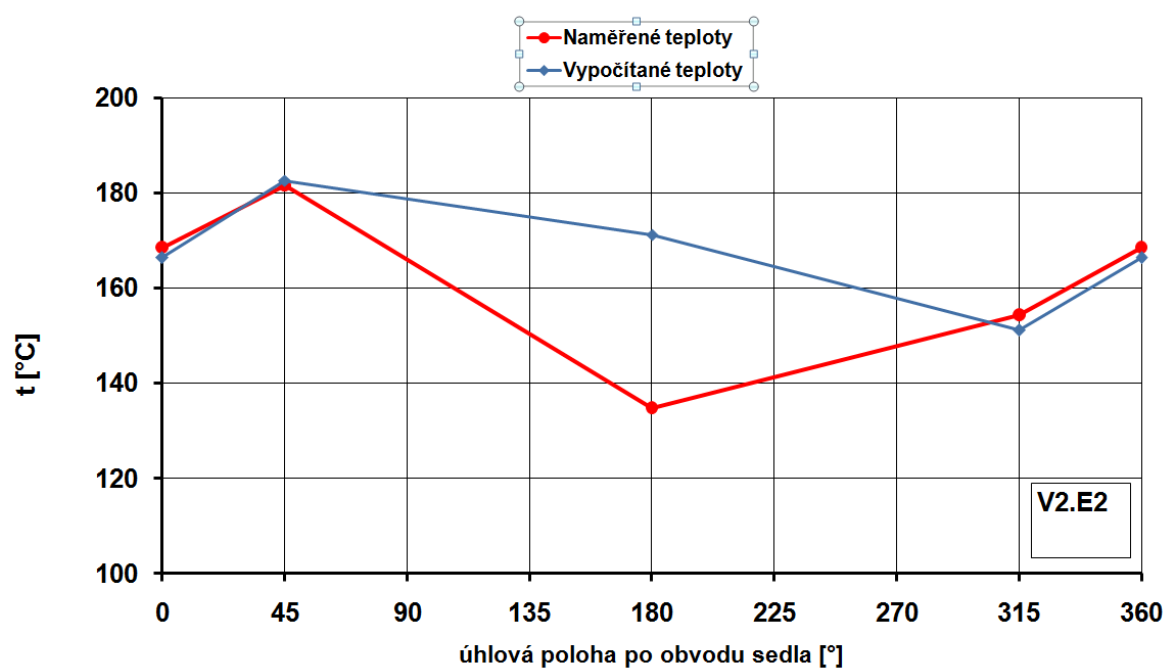
Na Obr. 29 bylo skryto sedlo výfukového ventilu z důvodu zobrazení teplot na hlavě válce po vnějším obvodu sedla ventilu. Z obrázku je dobře patrné, že nejvyšší teplota po obvodu sedla je na můstku mezi výfukovými kanály. Směrem k sacímu kanálu teplota klesá. Je zde také dobře vidět snížení teploty v okolí chladících kanálů. Toto rozložení teplot bylo použito v mechanické analýze pro zjištění deformace vloženého sedla výfukového ventilu.

7.2.1 Porovnání naměřených a vypočtených výsledků

Vypočítané rozložení teplot po obvodu sedla výfukového ventilu se shoduje skoro ve všech měřených místech, až na místo označené úhlovou polohou 180°. Grafické zobrazení teplot na úhlové poloze měřeného místa na sedle výfukového ventilu je zobrazeno na Obr. 30. Jedná se o místo nejvíce vzdálené od středu válce, kolem kterého je kanál chladící kapaliny. Chyba nejspíše vznikla nepřesným definováním okrajových podmínek v chladících kanálech. Pro zpřesnění výpočtu by bylo zapotřebí simulování proudění chladící kapaliny uvnitř kanálů a zjištění přesnějšího součinitele přestupu tepla.

Tab. 6 Porovnání naměřených a vypočtených teplot [4]

Natočení [°]	Teploty naměřené [°C]	Teploty vypočtené [°C]
0	168,5	166,4
45	181,5	182,6
180	134,8	171,2
315	154,3	151,1
360	168,5	166,4



Obr. 30: Porovnání naměřených a vypočtených teplot [4]

8 MECHANICKÁ ANALÝZA

Druhý výpočet, který byl na hlavě válce s vloženými sedly ventilů proveden, byla mechanická analýza. Pomocí této analýzy se zjistí napětí a posunutí (deformace) celého modelu, zejména pak sedla výfukového ventilu.

8.1 Okrajové podmínky

V mechanické analýze byly aplikovány pouze dva typy okrajových podmínek. První bylo vložení zatížení z vypočtené tepelné analýzy a druhé byly geometrické okrajové podmínky.

8.1.1 Teplotní zatížení

Pomocí funkce vložení teplotního zatížení bylo vloženo vypočtené rozložení teplot po celém modelu hlavy válce a vložených sedel z tepelné analýzy. Díky těmto výsledkům byla každému uzlu přiřazena teplota.

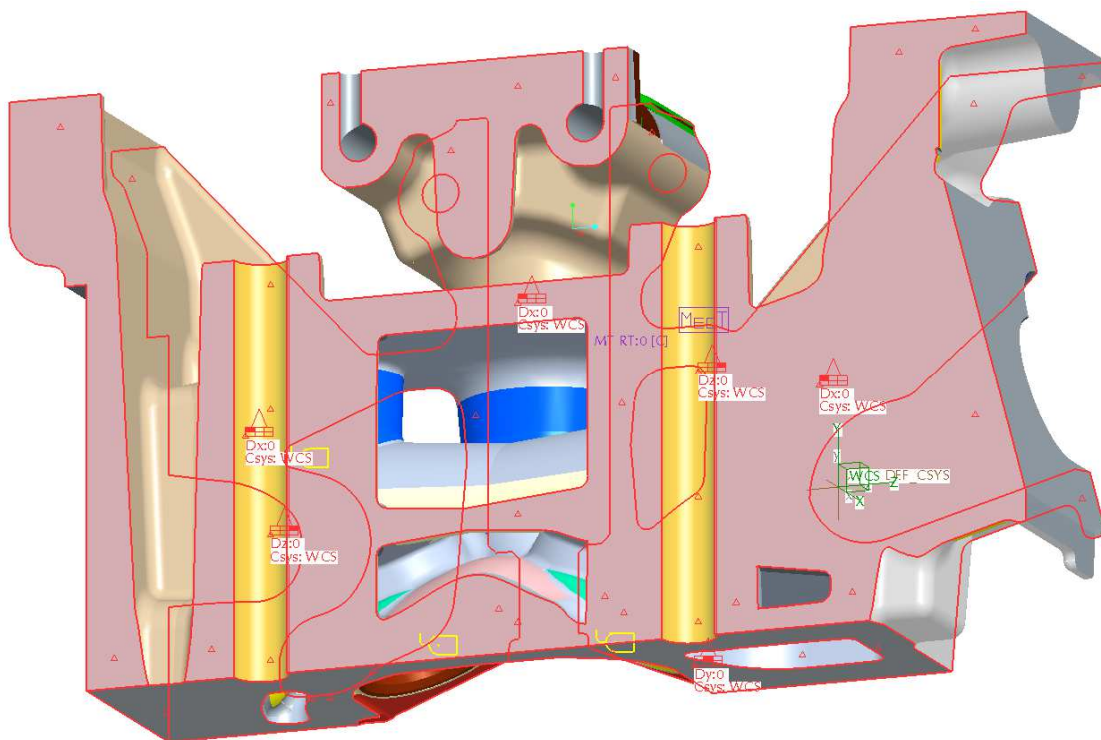
8.1.2 Geometrické okrajové podmínky

Na plochách, kde byl proveden řez hlavy válce, byly vloženy okrajové podmínky symetrie. Jedná se o zamezení posuvů ve směru normály na plochu (v ose X).

Další geometrická okrajová podmínka byla aplikována na plochu, kde dosedá hlava válců na blok motoru. Zde bylo zamezeno pohybu také ve směru normály na tuto plochu (v ose Y).

Aby byla úloha řešitelná, bylo ještě potřeba zamezit pohyb hlavy v ose Z. Tato okrajová podmínka byla aplikována na díry, kterými procházejí šrouby připevňující hlavu válce k bloku motoru.

Veškeré okrajové podmínky aplikované na modelu jsou zobrazeny na Obr. 31.



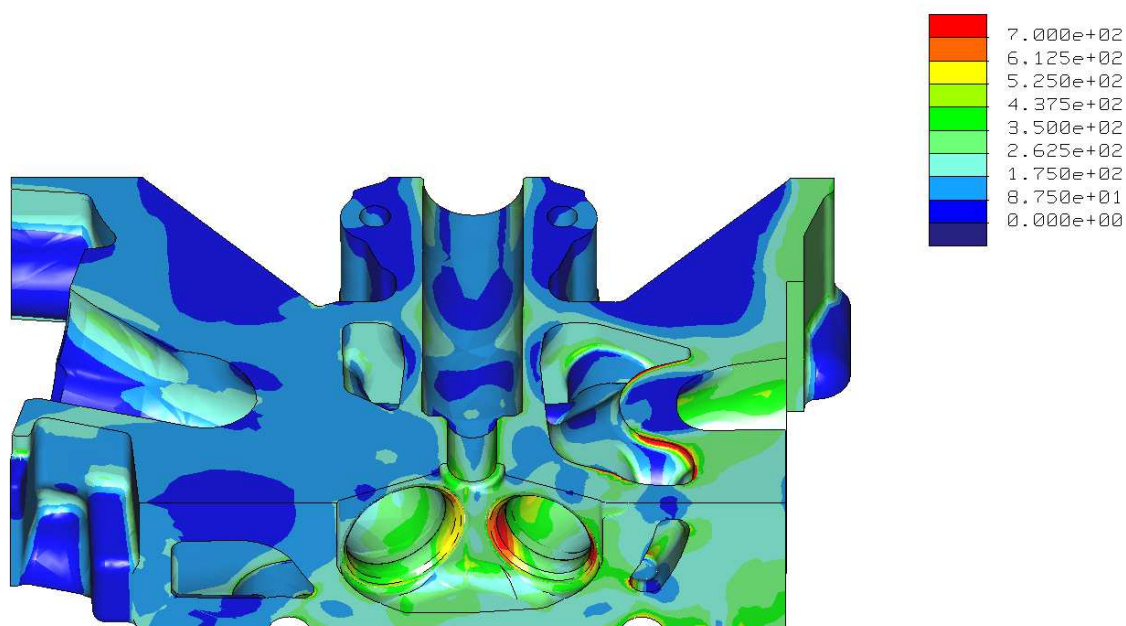
Obr. 31: Zobrazení okrajových podmínek u mechanické analýzy [4]

8.2 Výsledky mechanické analýzy

Ve výsledcích mechanické analýzy jsou nejprve rozebrány rozložení redukovaného napětí na části hlavy ventilů a podrobněji znázorněny na sedle výfukového ventilu. Další část výsledků je věnována celkovým deformacím (posunutím) na sedle výfukového ventilu a jeho znázornění v rovině kde vložené sedlo dosedá na hlavu válce.

8.2.1 Redukované napětí

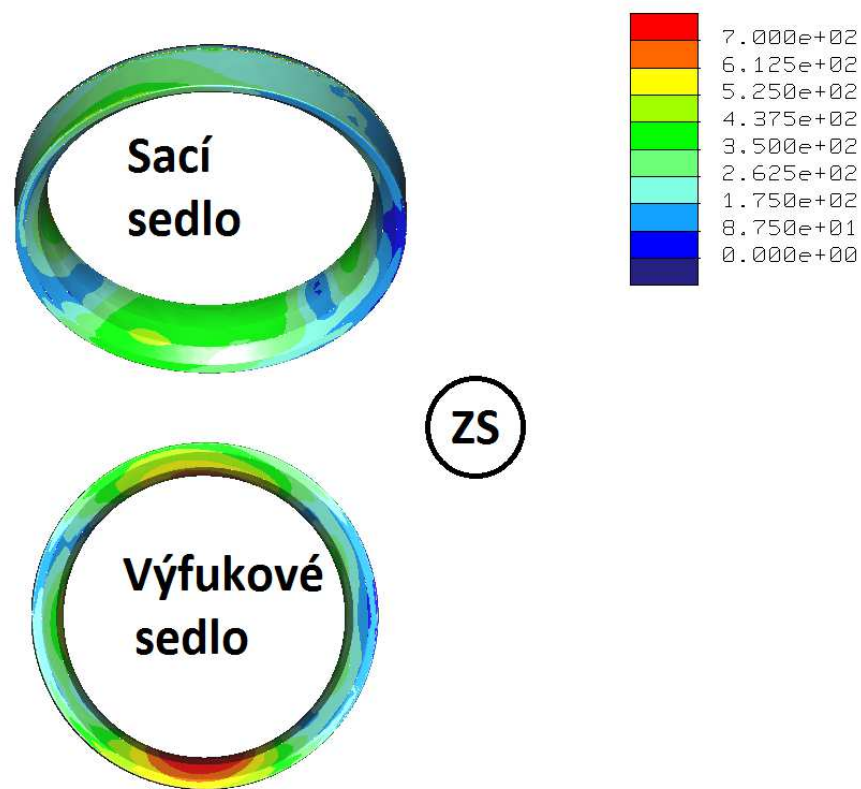
Redukované napětí v hlavě válce vzniká od změn teplot. Materiál zahříváním chce změnit svůj objem (rozpínat se), ale studenější okolí materiálu mu to nedovolí v plné míře.



Obr. 32: Rozložení napětí (von Mises) na hlavě válce motoru (hodnoty v MPa) [4]

Jak je patrné z Obr. 32 větší redukované napětí vzniká v hlavě válce na straně výfukových kanálů. To je způsobené většími změnami teplot, než na straně sacích kanálů. Nejvyšší hodnoty napětí se blíží k hranici 1000MPa, což je způsobené singularitou na hranách v modelu. Na reálné součásti absolutně ostré hrany nejsou, proto takové hodnoty rozhodně dosahovat nebude. Pro lepší přehlednost byla upravena legenda na rozmezí 0 až 700 MPa.

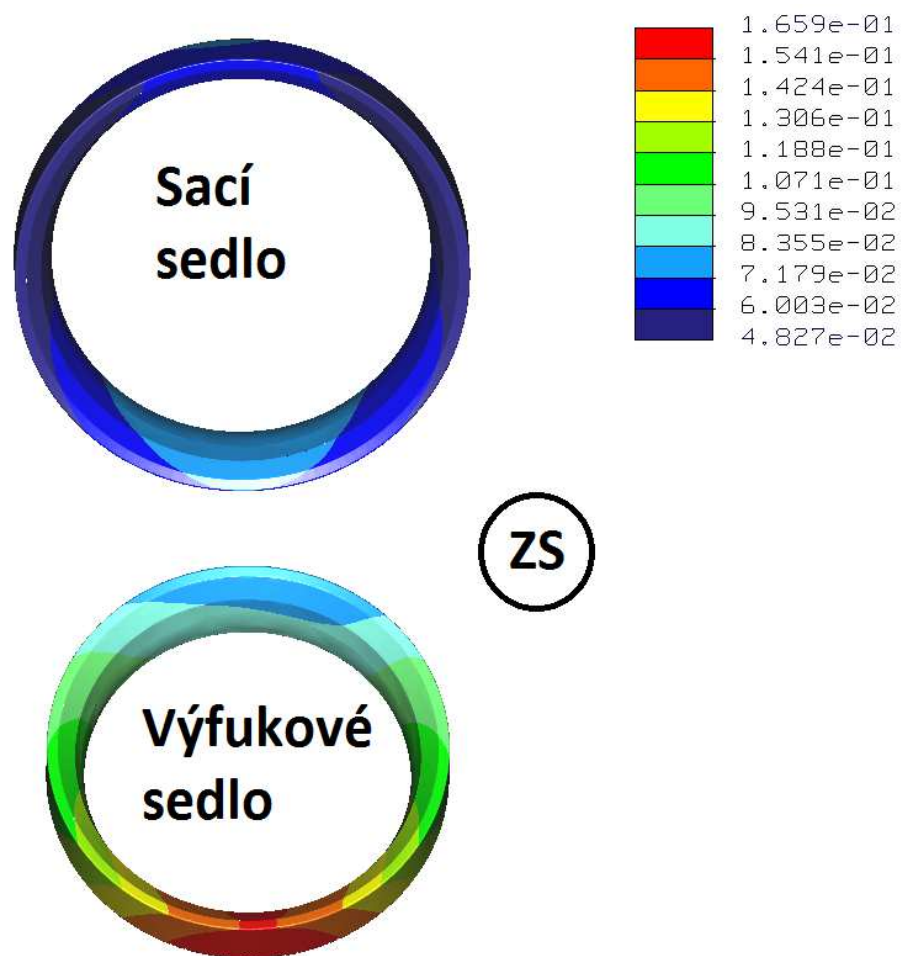
Na Obr. 33 je znázorněno rozložení napětí na vložených sedlech ventilů. Větší napětí pochopitelně vzniká na sedle výfukového ventilu a je zapříčiněno vyššími teplotami. Maximální vypočítané hodnoty vychází kolem 600 MPa na místech směrem k sacímu ventilu a na protilehlé straně. Takto vysoké napětí je nejspíše zapříčiněno rozdílnými tepelnými roztažnostmi materiálů vložených sedel a hlavy válců.



Obr. 33: Redukované napětí na sedlech ventilů (hodnoty v MPa) [4]

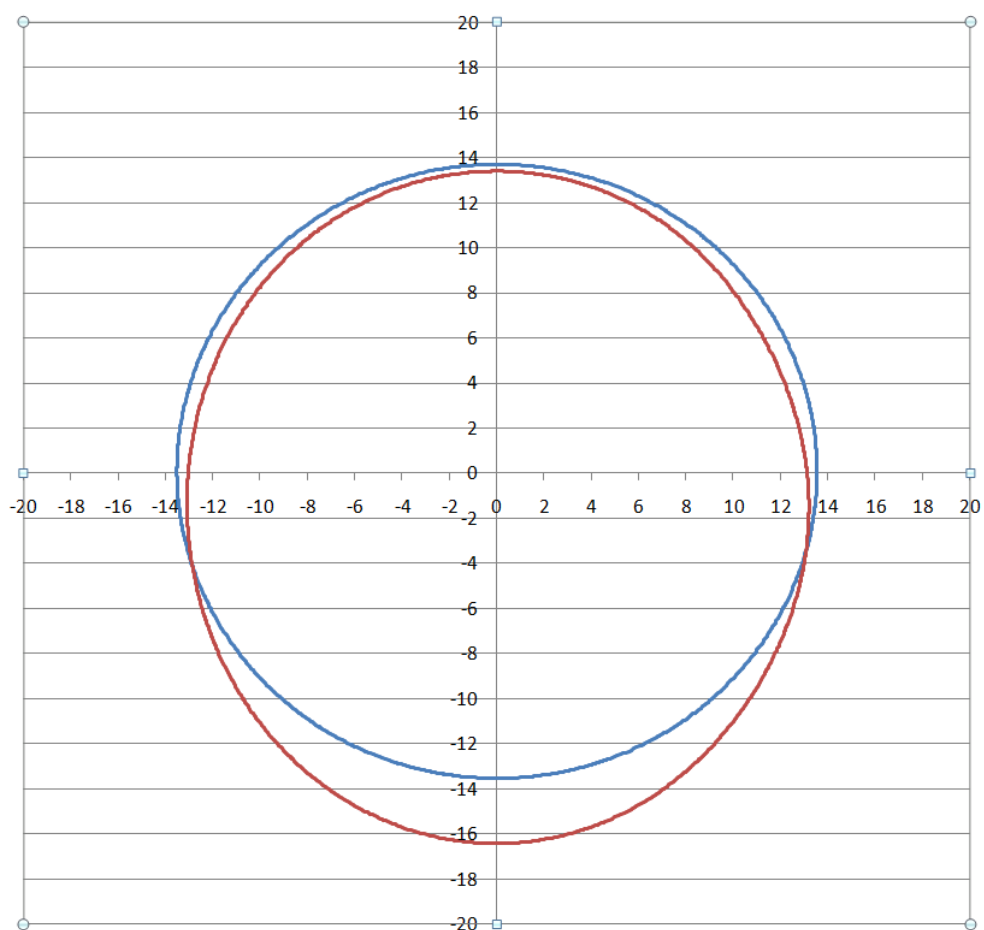
8.2.2 Deformace výfukového sedla

Důležitějším ukazatelem je deformace (posunutí) na sedle výfukového ventilu. Nejvyšší celkové posunutí (ve všech směrech) bylo zjištěno ve stejném místě, kde vznikalo největší napětí, tedy na nevdálenějším místě od sacího ventilu (Obr. 34). Maximální hodnota jaké dosahuje je 0,166 mm. Na protilehlé straně je posunutí jen 0,085 mm. Tato deformace byla zapříčiněna nerovnoměrným rozložením teplot po obvodě sedla.



Obr. 34: Deformace sedla výfukového ventilu, hodnoty v mm (pohled od spalovacího prostoru) [4]

Tvar deformace sedla výfukového ventilu je zobrazen na Obr. 35. Modrou křivkou je vynesena původní tvar sedla ventilu. Červenou křivkou je znázorněna deformace v rovině rovnoběžné s dosedací plochou vloženého sedla ventilu. Pro viditelný tvar byla deformace zvětšena 20x. Ve skutečnosti bude deformace v nejhorším místě nižší, protože v tomto místě naměřené hodnoty teploty byly nižší, než vypočítané pomocí MKP.



Obr. 35: Tvar deformace vloženého sedla výfukového ventilu (hodnoty v mm) [4]

ZÁVĚR

Diplomová práce se v první části zabývá typy namáhání hlavy válců motoru. Jedná se o mechanické a tepelné namáhání. Předpokládá se, že větší vliv na deformace vložených sedel výfukových ventilů má tepelné namáhání, proto je tento problém rozebrán více dopodrobna. V této části jsou uvedeny a popsány hlavní typy přenosu tepla (kondukce, konvekce a radiace) a celková tepelná bilance spalovacího motoru.

Další část je věnována metodám zjištění teplot, jak na sedlech ventilů, tak v ostatních místech v motoru. Prvním způsobem je měření pomocí termočlánků na skutečném motoru. Tento způsob se dnes využívá hlavně pro kontrolu vypočtených teplot (verifikaci, popř. zjištění přesných okrajových podmínek), což je druhý způsob, jak lze teploty zjistit. Dnes se k tomu používají především programy založené na metodě konečných prvků. Takto byly zjištěny teploty a deformace sedla výfukového ventilu v této diplomové práci.

Následující kapitola je věnována přímo vloženým sedlům ventilů. Rozebráno je zde jejich hlavní funkce a používané materiály pro jejich výrobu. Dále následuje popis měření teplot na reálném sedle výfukového ventilu, uskutečněného na Katedře vozidel a motoru v Liberci a výběr nejméně příznivého režimu motoru pro následný výpočet tepelného zatížení hlavy a sedel ventilů.

Hlavním bodem této diplomové práce je vlastní výpočet deformace sedla výfukového ventilu pomocí metody MKP. Nejprve je vysvětleno k čemu se používá MKP a její důvod vzniku. Dále je zde popsána tvorba modelů hlavy válce a vložených sedel ventilů. Hlava válců motoru musela být z důvodů zkrácení výpočtových časů zjednodušena a byl vybrán jen výřez nad jedním sacím a výfukovým ventilem. Zde bylo využito symetrie modelu. Všechny modely byly vytvořeny a upraveny v prostředí programu ProEngineer Wildfire 5.0 (Creo). Jelikož tento program disponuje i svým podprogramem MKP, byly i další výpočty provedeny v něm. Následoval samotný výpočet MKP, který byl rozdělen do dvou částí.

V první části nazvané tepelná analýza se vypočítalo kompletní rozložení teplot na hlavě motoru a vložených sedel. Nejvíce komplikované bylo zjištění okrajových podmínek, zejména teplot a součinitelů přestupu tepla. Zde bylo využito programu TLAK k nasimulování průběhu teplot a tlaků ve spalovacím

prostoru. Pomocí Eichelbergova vztahu se vypočítal součinitel přestupu tepla. Z vypočítaných hodnot teplot a součinitelů přestupů tepla se aplikovala na spalovací prostor jejich průměrná hodnota. Ostatní součinitelé přestupu tepla byly zvoleny po konzultacích s panem prof. Berounem a porovnáním s odbornými články. vypočítané teploty byly porovnány s naměřenými teplotami. Krom jednoho bodu se všechny vypočítané hodnoty teplot shodovaly s naměřenými teplotami.

V druhé části nazvané mechanická analýza se vypočítané rozložení teplot aplikovalo jako okrajová podmínka zatížení a vypočítalo se napětí a posunutí (deformace) vloženého sedla výfukového ventilu. Maximální zjištěné napětí, které se blížilo hranici 1000 MPa, bylo zapříčiněno singularitou na hranách modelu. Na skutečné hlavě válce takové hrany nejsou, proto v těchto místech takových hodnot rozhodně dosahovat nebude. Největší vypočítané absolutní posunutí (ve všech směrech) na sedle výfukového ventilu dosahovalo hodnoty 0,16 mm. Tato hodnota bude ve skutečnosti nejspíše také nižší, protože vypočítané teploty v tomto místě byly vyšší než naměřené hodnoty na reálné součásti.

Postup, popsáný v této diplomové práci, lze využít pro výpočet kteréhokoliv zatěžujícího stavu hlavy motoru. Musejí se pouze upravit okrajové podmínky. Pro přesnější výsledky by bylo dobré nasimulovat i proudění kapaliny v chladících kanálech, či do simulace připočítat i ostatní mechanické zatížení, které působí na hlavu válců (předpětí šroubů, spalovací tlak). To by mohlo být zajímavé téma diplomové práce pro studenty dalších ročníků.

Seznam použité literatury

- [1] MOLLENHAUER, Klaus a Helmut TSCHOKE. *Handbook of diesel engines*. New York: Springer, 2010, xi, 636 p. ISBN 35-408-9082-3.
- [2] HEYWOOD, John B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York: McGraw-Hill, 1988, xxix, 930 p. ISBN 00-702-8637-X.
- [3] *Tepelná bilance spalovacího motoru*. In: [online]. [cit. 2013-04-10]. Dostupné z: http://drogo.fme.vutbr.cz/opory/html/motory_a_pohony/pohony_a_motory/prednasky/oficialni_sylaby/5-1-bilance-preplnovani.pdf
- [4] Autor diplomové práce
- [5] BEROUN, CSc, Prof. Ing. Stanislav. *Teplotní zatížení vozidlového pístového spalovacího motoru*. Liberec, 2000. SM 378/2000.
Dostupné z: <http://www.kvm.tul.cz/studenti/old/PZP-tep-zatiz-PSM.pdf>
- [6] MACEK, Jan. *Matematické modelování oběhu motorů*. In: [online]. [cit. 2013-04-10]. Dostupné z: <http://www.civ.cvut.cz/ESF/info/run1.php?did=71>
- [7] BLAŽEK, Josef. *Měření a analýza spalovacích tlaků*. In: [online]. [cit. 2013-04-10]. Dostupné z: http://www.kvm.tul.cz/studenti/texty/experiment_metody/In-TECH2_mereni_tlaku.pdf
- [8] ABSOLUTE EXCELLENCE. *Úplný výrobní program ventilových rozvodů pro trh náhradních dílů*. In: [online]. [cit. 2013-04-10]. Dostupné z: http://www.cesomot.cz/doc_cz/AE-vyrobní-program-ventilovych-rozvodu.pdf
- [9] SKRBK, Břetislav a Vladimír NOSEK. *Materiál sedel ventilů*. In: [online]. [cit. 2013-04-10].
Dostupné z: http://www.metal2013.com/files/proceedings/metal_05/papers/2.pdf

[10] BEROUN, CSc., Prof. Ing. Stanislav. *Teploty na vložených ventilových sedlech motoru EA111.03E*. Liberec, 2012.

[11] PETRUŠKA, Jindřich. *Počítačové metody mechaniky II: Metoda konečných prvků*. Brno: FIS VUT, 2003.

[12] ŠPANIEL, CSc., Ing., Miroslav. *Diesel engine head thermal and structural stress analysis*.

Dostupné z: <http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2004/mecca2004.pdf>

[13] NESLÁDEK, Ing., Martin. *Výpočty MKP pro kontrolu konstrukčního návrhu hlavy a válce leteckého pístového motoru*.

Dostupné z: <http://stc.fs.cvut.cz/History/2011/Sbornik/papers/pdf/1100023-1.pdf>

[14] KOZÁK, Bc., Ondřej. *Tepelně-mechanická analýza hlavy vznětového spalovacího motoru*. Brno, 2012. Dostupné z: https://dspace.vutbr.cz/bitstream/handle/11012/5173/diplomova_prace_kozak.pdf?sequence=1. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

Příloha 1:

Výpočet průběhu tlaku ve válci pístového motoru		
Zadané hodnoty		
Plnicí tlak [kPa]	p_n	108
Vrtání válce [m]	D	0,0765
Kompresní poměr [-]	E	10,5
Délka ojnice [m]	L	0,12
Zdvih pístu motoru [m]	Z	0,0869
Zvětšení teplosměnné plochy spalovacím prostorem [m ²]	P_{SPPR}	0,0015
Střední teplota stěn [K]	Y	450
Otáčky motoru [1/min]	n	5500
Hmotnost náplně válce [g]	M	0,5
Začátek hoření paliva [°]	ZH	355
Využití teplo z přivedeného paliva [J]	Q	1335
Poměrná dávka paliva v počátečním hoření [MJ]	R	0
Celková doba hoření [°]	$\phi_K = H$	40
Charakteristické číslo počátečního prudkého hoření [-]	$m_1 = I1$	0,2
Charakteristické číslo postupného hoření [-]	$m_2 = J$	1,5
Poměrná doba počátečního prudkého hoření [-]	$\phi_1/\phi_K = K$	0,25
Výpočet přestupu tepla podle Eichelberga (ANO = 1, NE = 0)		1
Výpočet přestupu tepla podle Woschniho (ANO = 1, NE = 0)		0
Parametr rozvíření směsi [-]	K	4
Vzdálenost 1. píst. kroužku [m]	$v1k$	0,007
Vzdálenost mezi středy 1. a 2. píst. kroužku [m]	$v12k$	0,006
Přesazení vložky válce vůči pístu v HÚ [m]	xm	0,001
Tloušťka hlavy válce [m]	th	0,01
Tloušťka stěny vložky [m]	tv	0,005
Hmotnost pístu, kroužků, čepu a části ojnice [g]	m	3500
Počet válců		1
Časování ventilů - sací otvírá [°]	SO	-30
Časování ventilů - sací zavírá [°]	SZ	230
Časování ventilů - výfukový otvírá [°]	VO	485
Časování ventilů - výfukový zavírá [°]	VZ	750
Sací ventil - počet	IS	2
Sací ventil - průměr sedla [mm]	DSS	30
Sací ventil - úhel sedla [°]	USS	30
Sací ventil - zdvih ventilu [mm]	ZVS	9,3
Sací ventil - průtokový součinitel	PSS	0,7
Maximální průtokový průřez [mm ²] (program vypočítá)	MPS	1518
Výfukový ventil - počet	IV	2
Výfukový ventil - průměr sedla [mm]	DSV	26
Výfukový ventil - úhel sedla [°]	USV	45
Výfukový ventil - zdvih ventilu [mm]	ZVV	9,3
Výfukový ventil - průtokový součinitel	PSV	0,7
Maximální průtokový průřez [mm ²] (program vypočítá)	MPV	1074
Střední tlak v sacím potrubí [kPa]	$p_s = PSP$	108
Střední tlak ve výfukovém potrubí [kPa]	$p_v = PVP$	115,0

Teplota nasávaného vzduchu [K]	$T_s = TCN$	305
Palivo - <i>kapalné</i> (ANO = 1, NE = 0)	PK	1
Výparné teplo paliva [kJ/kg]	QV	300
Plynová konstanta par paliva [J/kg.K]	RKP	72,5
Měrná tepel. kap. paliva v plyn. stavu při stálém obj. [J/kg.K]	$c_{VP}=CVKP$	3600
Podíl odpařeného paliva v sacím potrubí [-]	ODP	0,5
Palivo - <i>plynné</i> (ANO = 1, NE = 0)	PP	0
Měrná plynová konstanta [J/kg.K]	$r_p = RPP$	72,5
Výhřevnost paliva [MJ/kg]	$H_u = VP$	44,00
Teoretické množství vzduchu v kg ke spálení 1 kg plynu [kg/kg]	$L_T = LVT$	14,53
Chemická účinnost hoření [-]	$\eta_{CH} = CHU$	0,94
Přívod paliva - se vzduchem - <i>smíšené</i> (ANO = 1, NE = 0)	PPV	0
Součinitel přebytku vzduchu [-]	LS	1
Přívod paliva - se vzduchem - <i>vstříknuté</i> (ANO = 1, NE = 0)	PPVV	0
Začátek přívodu paliva [°]	ZPPV	0
Konec přívodu paliva [°]	KPPV	100
Teplota paliva [K]	TPV	300
Dávka paliva [g/cykl]	$m'_{cykl}=DPV$	0,0202
Přívod paliva - <i>samostatně</i> (ANO = 1, NE = 0)	PPS	1
Začátek přívodu paliva [°]	ZPP	320
Konec přívodu paliva [°]	KPP	450
Teplota paliva [K]	TP	300
Dávka paliva [g]	DP	0,0323
Hmotnostní procento recirkulujících výfukových plynů [%]	EGR	0,05
Plynová konstanta recirkulující výfukových plynů [J/kg.K]	REGR	287,1
Teplota recirkulující výfukových plynů [K]	TEGR	400
Přívod paliva komůrkou - <i>neřízený</i> (ANO = 1, NE = 0)	PKK	0
Průtokový průřez komůrkou [mm ²]	MPK	6
Průtokový součinitel	PSK	0,8
Tlak před komůrkou [kPa]	PPK	290
Teplota před komůrkou [K]	TPK	313
Přívod paliva komůrkou - <i>řízený</i> (ANO = 1, NE = 0)	PKKR	0
Začátek přívodu paliva [°]	ZPKR	10
Konec přívodu paliva [°]	KPKR	90
Teplota paliva [K]	TPKR	350
Dávka paliva [g/cykl]	$m'_{cykl}=DPKR$	0,01